## UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PALERMO

## FACOLTA' DI INGEGNERIA

Dipartimento di Ingegneria Chimica Gestionale Informatica e Meccanica


# Combustione double-fuel in un motore automobilistico sovralimentato


Tesi di:

Vitale Giuseppe

Relatore:

Prof. Pipitone Emiliano

Correlatori:

Ing. Beccari Stefano

Ing. Genchi Giuseppe



Anno accademico 2011/2012

# INDICE


INTRODUZIONE 4

1. LA SOVRALIMENTAZIONE IN CAMPO AUTOMOBILISTICO 7

1.1 Utilizzo della sovralimentazione 7

1.2 Metodi per la sovralimentazione 9

1.3 Effetti della sovralimentazione 18

2. IL METANO E LA STRATEGIA DOUBLE-FUEL 19

2.1 Il gas naturale compresso 19

2.2 L'impatto ambientale e la normativa europea 21

2.3 L'alimentazione a metano nell'autotrazione 26

2.4 Vantaggi e svantaggi dell'alimentazione a benzina 29

2.5 Sistema di alimentazione bi-fuel 31

2.6 Caratteristiche della strategia Double-Fuel 33

3. BANCO DI PROVA E STRUMENTAZIONE 35

3.1 Banco prova e sistema di acquisizione motore 35

3.2 Ambiente LabWiew 49

3.3 Compressore e sistema di controllo 50

3.4 Stazione di controllo e acquisizione temperature 59

3.5 Caratteristica iniettore metano 62

4. ELABORAZIONE DATI 66

4.1 Analisi pressione 66

4.2 Grandezze caratteristiche 68

4.3 Prove preliminari 74

4.4 Verifica dosatura 80

4.5 Piano delle prove 83

5. ANALISI DATI SPERIMENTALI 87

5.1 Analisi double fuel 80% GNC 20% Benzina 87

5.2 Analisi double fuel 60% GNC 40% Benzina 96

5.3 Analisi double fuel 40% GNC 60% Benzina 103

5.4 Analisi 1 bar 110

5.5 Analisi 1.2 bar 114

5.6 Analisi 1.4 bar 117

5.7 Analisi 1.6 bar 121

5.8 Emissioni inquinanti 124

6. Conclusioni 131

BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA 134

# Introduzione

Negli ultimi anni la crescente attenzione al contenimento delle emissioni inquinanti, prodotte dai propulsori dei veicoli stradali, ha stimolato la ricerca e l'utilizzo di combustibili fossili alternativi che garantiscano un minor impatto ambientale.

Tra i combustibili fossili alternativi attualmente disponibili sul mercato, il metano presenta numerose potenzialità e la scelta da parte dei consumatori, di utilizzarlo in modo più diffuso come carburante per autotrazione, permette anche un risparmio economico. Un'automobile alimentata a metano, rispetto ad una autovettura a benzina, ha emissioni inquinanti inferiori del 18% per la $CO_2$, del 72% per gli ossidi di azoto, del 75% per il monossido di carbonio, dell'82% per gli idrocarburi incombusti e dell'88% per l'ozono [1].

In Italia l'utilizzo del metano per la propulsione stradale ha subito una forte accelerazione negli ultimi anni per il concorso di una serie di eventi positivi. Innanzitutto l'interesse delle case automobilistiche per questa soluzione che in passato avevano fortemente contrastato. A partire dal 1995 Volvo e Bmw hanno immesso sul mercato le prime auto a metano fornite ed omologate direttamente dalle case costruttrici.

Nel nostro paese la Fiat fu la prima a mettere in commercio, nel 1997, la Fiat Marea BiPower, prima auto italiana a metano di serie con impianto BiFuel, disponibile anche nella versione GPower (benzina/GPL) e BluPower (solo metano). [2]

Successivamente compaiono sul mercato molte altre auto a metano omologate direttamente dalle case costruttrici e a questo allargamento della gamma si aggiunge il riconoscimento di incentivi, non soltanto per la trasformazione a metano di auto già immatricolate ma anche per l'acquisto di auto nuove equipaggiate ed omologate a metano.

Questo sviluppo, però, ha trovato un limite nella rete di distribuzione, che è ancora lontana dall'essere capillare e ciò sia per ragioni tecniche che per ragioni di carattere economico.

I problemi economici che hanno fin qui rallentato lo sviluppo della rete dei distributori a metano sono connessi al fatto che i nuovi distributori dovrebbero essere localizzati nelle aree meno coperte, ma in queste aree manca un parco circolante a metano in grado di offrire ai nuovi punti di distribuzione la possibilità di realizzare profitti fin dall'inizio.

E’ necessario quindi che la politica di sviluppo della rete sia accompagnata da un sistema di incentivi per sostenere l’apertura di nuovi punti di distribuzione.

Quindi convenienza di mercato e diversificazione delle fonti energetiche, unitamente ai vantaggi connessi alla riduzione delle sostanze inquinanti maggiormente all'attenzione del mondo scientifico, dei cittadini e degli organi di informazione, sono i punti di forza del metano.

Per questo si auspica che il significativo sviluppo in atto in tutto il comparto (distribuzione e veicoli) e l'attuale manifesta considerazione a livello politico, amministrativo, normativo e fiscale possa confermarsi anche nel prossimo futuro a vantaggio di una diffusione più ampia, che premi il contributo che il metano può fornire nel breve-medio termine ai problemi di inquinamento e di uso sostenibile dell'energia. [3]

Attualmente le case automobilistiche producono motori alimentati a metano sia nella versione aspirata che in quella sovralimentata (come ad esempio la Volkswagen Passat 1.4 TSI).

La sovralimentazione che consente, ai propulsori a metano, di recuperare quel deficit di potenza che presentano nella versione aspirata rispetto ai motori a benzina.

Un combustibile gassoso ha lo svantaggio di avere, a parità di condizioni, una densità più bassa rispetto ad un combustibile liquido, che porta quindi ad una riduzione del riempimento del motore. Problema che viene risolto con l’utilizzo della sovralimentazione. Il metano, ha però il grande vantaggio, rispetto alla benzina, di resistere a fenomeni di detonazione.

Il metano può essere impiegato come combustibile in motori endotermici volumetrici, sia ad accensione comandata, sia in motori che si ispirano al funzionamento diesel.

Nei motori che sfruttano il doppio combustibile (dual-fuel), l’energia di attivazione per la combustione del metano è originata dall’iniezione in camera di combustione di una piccola quantità di gasolio che, in determinate condizioni di pressione e temperatura e dopo un certo lasso di tempo, si auto-accende consentendo l’innesco della combustione del metano e la propagazione della fiamma.

Per motori ad accensione comandata il funzionamento rimane del tutto analogo a quello originale. I propulsori che possono essere alimentati sia a benzina che a metano (o GPL) prendono il nome di motori “bi-fuel”.

La sovralimentazione, nei motori bi-fuel, come ad esempio il 1.4 GPL Turbo 120 CV che equipaggia l'alfa mito, consente di ottenere performance di alto livello, con il rispetto dell'ambiente e i ridotti costi di gestione.

Questa peculiarità, da un lato, permette al veicolo di funzionare anche quando il GPL non è disponibile, dall'altro richiede che il motore sia progettato per funzionare in modo sicuro con la benzina, ossia con rapporto di compressione inferiore a quello che permetterebbe il gas naturale.

Sulla base di queste considerazioni, in questo lavoro è stata svolta una campagna di prove, utilizzando un motore Fiat 1.2 8v a 4 cilindri sovralimentato con un compressore volumetrico, al fine di valutarne il comportamento sotto il profilo dell'efficienza e delle prestazioni.

In particolare è stata effettuata l'iniezione di una certa quantità di benzina durante il funzionamento del motore alimentato a gas naturale.

E' stata eseguita una campagna di prove sperimentali in diverse condizioni di funzionamento (carico, regime, pressione di sovralimentazione, etc.) e i dati raccolti sono stati elaborati attraverso un software di analisi (LabView).

Il motore bi-fuel utilizzato in questa analisi presenta un sistema d'iniezione costituito da 8 iniettori, di cui 4 utilizzati per iniettare la benzina e 4 per iniettare il metano, posti nel collettore di aspirazione.

I fenomeni che si manifestano durante il processo di combustione nel motore double-fuel sono più complessi rispetto a quelli che avvengono nei motori tradizionali, ed ancora non sono del tutto chiariti.

# 1.La sovralimentazione in campo automobilistico

## 1.1 Utilizzo della sovralimentazione

Uno dei metodi che consente di aumentare sensibilmente la potenza erogata da un motore volumetrico a combustione interna è quello di aumentare la densità dell'aria nell'ambiente di aspirazione, aumentandone la pressione, in modo da iniettare più combustibile e ottenere prestazioni più alte.

La prima applicazione storicamente accertata ed efficace di un dispositivo per l'alimentazione forzata di un motore alternativo riguarda gli aerei ed è dovuta all'italiano Anastasio Anastasi, che lo brevettò e lo sperimentò durante la prima guerra mondiale (1915-1918).

Con questo primo tentativo si voleva soltanto rendere il funzionamento del motore indipendente dalle variazioni di densità dell'aria, connesse alle diverse quote di volo, senza ottenere aumenti di potenza. Procedendo sulla stessa strada è però possibile comprimere l'aria oltre la pressione atmosferica e inviare al motore una miscela aria-combustibile la cui densità è maggiore di quella nelle condizioni ambientali standard. [3]

La pratica della sovralimentazione, così come moltissimi miglioramenti dell'industria motoristica aeronautica, è stata trasmessa all'industria automobilistica che ha potuto avvantaggiarsi di ciò fintantoché l'aeronautica si è servita di motori alternativi per la propulsione. L'impiego del compressore, in campo automobilistico, arrivò nel 1923 con la Fiat 805 da gran premio e inizialmente lo scopo era soprattutto quello di eliminare le perdite di carico nei lungi e tortuosi condotti di aspirazione e di ottenere prestazioni più elevate di quanto era concesso ai tempi.

Fatta questa piccola premessa è importante ora andare a vedere in cosa consiste la sovralimentazione, e quali sono le soluzioni impiegate nel settore automobilistico a tal riguardo.

Si definisce sovralimentazione di un motore endotermico l'introduzione forzata di miscela combustibile nei cilindri, rispetto a quella che sarebbe possibile con la normale aspirazione, per garantire al motore maggiore potenza.

Allo scopo si impiegano compressori volumetrici, generalmente trascinati meccanicamente dallo stesso motore alternativo, o turbocompressori centrifughi, posti in rotazione con opportuno rapporto di moltiplicazione, ovvero più di frequente trascinati da un turbo espansore azionato dai gas di scarico del motore.

Altri sistemi usati possono essere il Comprex, la sovralimentazione per risonanza o la sovralimentazione chimica.

Particolari forme di alimentazione del motore, dette di prealimentazione e di postalimentazione, rientrano nel criterio generale della sovralimentazione, nel senso che introducendo aria nel cilindro al di fuori del periodo teorico di carica a pressione normale, possono fare conseguire un riempimento, al termine del rinnovo del fluido, maggiore di quello corrispondente alla cilindrata e alle condizioni termodinamiche dell'ambiente esterno di aspirazione.

La pre-alimentazione, nei motori 4 tempi, consente il lavaggio dello spazio morto, sfruttando un notevole incrocio delle fasi di aspirazione e scarico ed i fenomeni dinamici nei condotti omonimi. Questo lavaggio è molto benefico perché raffredda le pareti più calde del motore, come la valvola di scarico, parti che, in seguito alla sovralimentazione, diventano più critiche nei riguardi della detonazione. La post-alimentazione nei 2 tempi riguarda sostanzialmente la fase di carica, che avviene a pressione maggiore di quella dell'ambiente, con luci di scarico chiuse.

Alcuni costruttori puntano sulla cosiddetta sovralimentazione dinamica, coadiuvata da complessi sistemi a geometria variabile che, fruttando l'inerzia della colonna d'aria all'interno dei condotti d'aspirazione, consente un maggior riempimento dei cilindri.

Un'altra via è quella della sovralimentazione mediante compressore esterno, sia volumetrico che dinamico. Quest'ultima strada consente di ottenere il target di potenza con cilindrate relativamente basse, ma presenta al tempo stesso alcune problematiche.

Il turbo-compressore, infatti, richiede un difficile compromesso tra l'esigenza di buona guidabilità e di basso consumo specifico. La sovralimentazione volumetrica tradizionale, invece, aveva inizialmente come controindicazioni consumi e rumorosità elevate. Tuttavia, la recente evoluzione dei compressori volumetrici e turbo gruppi a gas di scarico, ha indotto alcuni costruttori a riprendere questa soluzione, abbinandola ad un sistema a controllo elettronico. [4]

## 1.2 Metodi per la sovralimentazione

Per sovralimentare un motore occorre utilizzare dei sistemi in grado di comprimere l'aria aspirata e la macchina comunemente impiegata è il compressore.

Le tipologie di compressori e i metodi di azionamento portano ad individuare due grandi famiglie di compressori:

- compressori volumetrici
- compressori dinamici

nei primi la macchina realizza una riduzione del volume del fluido su cui opera, ottenendo quindi un diretto incremento della sua pressione; nella seconda tipologia il trasferimento di energia dalla macchina al fluido che l'attraversa è provocato dalla variazione del momento della quantità di moto del fluido. I compressori volumetrici sono preferiti nei casi in cui si debbano conferire al fluido grandi prevalenze a discapito delle portate.

Le turbomacchine operatrici invece, sono usate per grandi portate e piccole prevalenze.

Compressori Volumetrici

I compressori volumetrici utilizzati per la sovralimentazione automobilistica sono sostanzialmente quelli di tipo roots a lobi (fig. 2.1.1) .

Sono costituiti da due rotori, dotati ciascuno di 2 o 3 lobi (di solito a sviluppo elicoidale), che risultano essere uguali e con profili coniugati e da una carcassa statorica. [5]

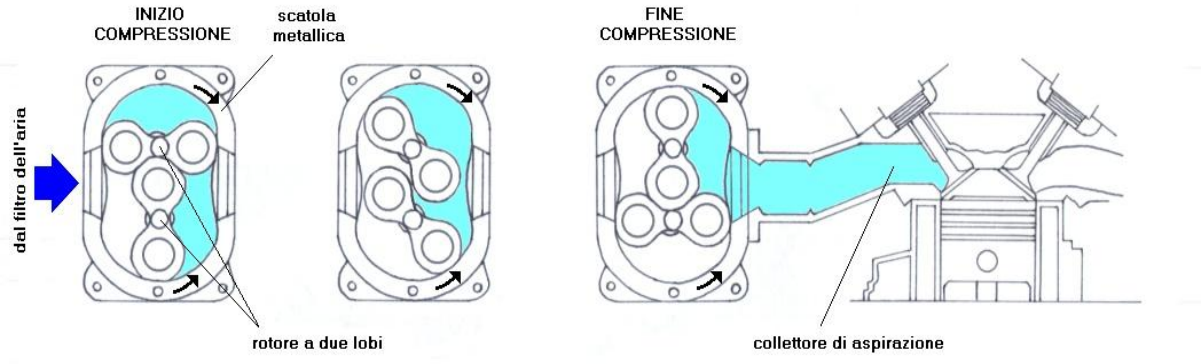


**Figura 2.1.1 Funzionamento compressore a 2 lobi**

Le camere, rotanti, sono delimitate tra la cassa statorica e il profilo di ogni rotore. Ad ogni giro dei rotori corrisponde l'invio di un certo numero di volumi pari al numero complessivo di lobi dei rotori. L'azionamento avviene attraverso un collegamento

meccanico al motore (o altro dispositivo, come un motore elettrico) del quale il compressore sfrutta la potenza per comprimere l'aria che viene poi inviata ai cilindri. [6]

Le caratteristiche di questo tipo di sovralimentazione principalmente sono due:

- macchina volumetrica: ha una caratteristica lineare, per cui la portata di aria trattata è proporzionale alla velocità di rotazione dell'albero di azionamento;
- collegamento meccanico: il compressore è collegato direttamente tramite cinghia o ruote dentate all'albero motore o a un motore elettrico.

L'efficienza di questo sistema peggiora con l'azionamento diretto con il motore termico al salire del numero di giri, in maniera qualitativamente contraria a quanto avviene nella sovralimentazione tramite turbocompressore, mentre nell'azionamento con motore elettrico indipendente non solo non si ha questo inconveniente, ma si riesce a variare la sua azione, migliorando ulteriormente il comportamento e riducendone ulteriormente l'assorbimento d'energia. La sua sovralimentazione è costante ad ogni regime, cioè, trattandosi di un volume costante che viene compresso, la sua sovrappressione, di circa 1 o due bar, è costante ad ogni regime. Questo fa si che ne risenta favorevolmente la coppia erogata dal motore, ma la potenza massima raggiungibile non è esaltante.

Il compressore a due lobi è piuttosto rumoroso e sottrae, come tutti i compressi trascinati, potenza al motore.

Questo sistema permette:

- Spinta fin dai bassi regimi
- Assenza del ritardo in risposta al comando gas, infatti il sistema turbocompresso è caratterizzato dal turbo-lag, ovvero il ritardo della risposta del dispositivo meccanico ai bassi regimi.
- Più affidabilità (è soggetto a minore stress termico e meccanico).
- La costruzione è relativamente semplice (essendo costituito da poche parti in movimento, anche se realizzate con grande precisione superficiale).

I contro sono:

- Non riesce a garantire le prestazioni massime del turbocompressore, dovuto ai limiti fisici del sistema.
- Maggiori consumi, in quanto non riesce a sfruttare i gas di scarico ma assorbe energia dal motore, con un rendimento inferiore rispetto a un motore aspirato o turbocompresso. [7]

Un notevole miglioramento si ebbe con l'introduzione del terzo lobo che incrementava la pressione di uscita (e diminuiva drasticamente la rumorosità. Con questa configurazione praticamente si raggiunse l'optimum per lo sfruttamento del compressore fig.2.1.2 .[8]

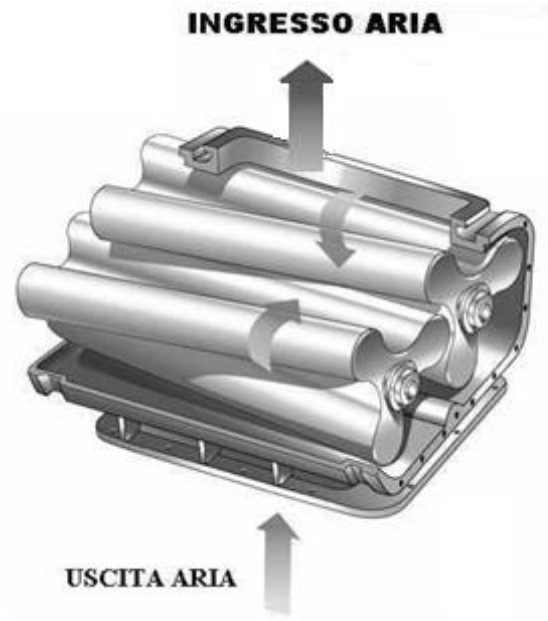


**Figura 1.1.2 Compressore a tre lobi per rotore**

Il volumetrico conobbe un periodo d'oro nelle competizioni fino alla prima metà del secolo scorso (fig2.1.3). Riaffiorò, tra la fine degli anni '70 ed i primi anni '80, quando la Fiat decise di mettere in produzione una serie di vetture equipaggiate con un propulsore sovralimentato in questo modo.

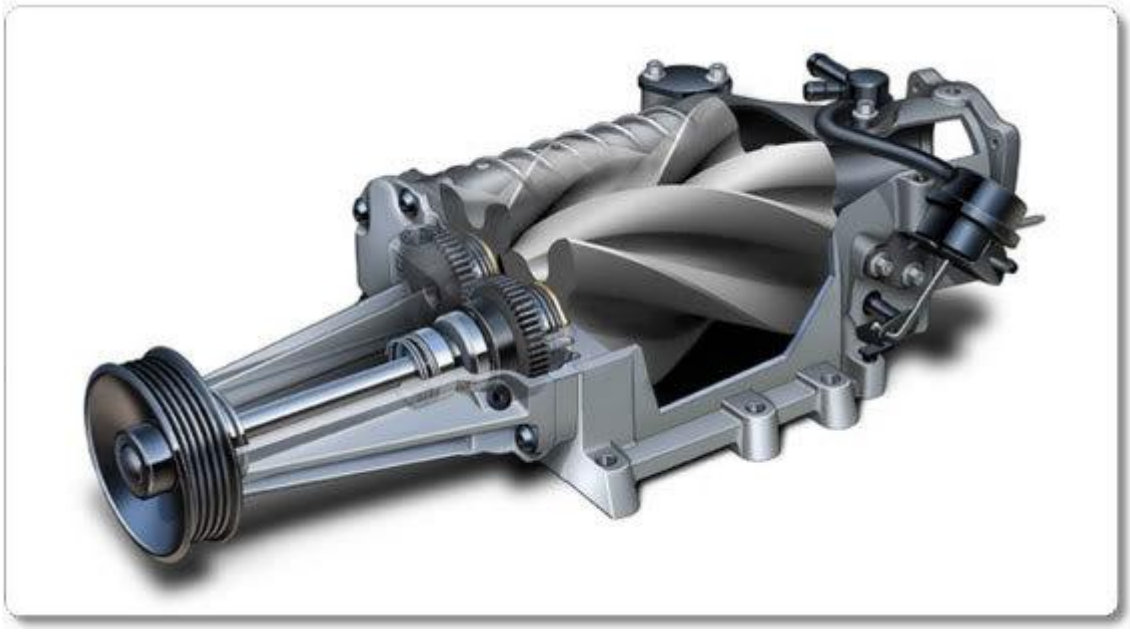

**Figura 2.1.3 Compressore volumetrico**

Apripista fu la Fiat 131 Abarth Racing "volumetrico", cui seguirono la Pinifarina Spidereuropa "Volumex", le Lancia Rally 037, Beta coupè e HPE "Volumex" e, per ultime, le Fiat Argenta VX (SX in Italia) e Lancia Trevi "Volumex". Tutte montavano lo stesso

motore: il bialbero sovralimentato di 1995cc, erogante 135 cv. Ultimamente il volumetrico è stato ripreso dalla Daimler-Chrysler per la serie Kompressor delle vetture Mercedes. [9]

Turbocompressori

Sono costituiti da un compressore centrifugo e una turbina radiale centripeta montata sullo stesso albero che, attraverso lo sfruttamento della velocità dei gas di scarico in uscita dal motore, garantisce il funzionamento del dispositivo (fig. 2.1.4).

Come precedentemente detto esistono anche turbocompressori trascinati meccanicamente dal motore, ma non molto usati in campo automobilistico.

Un turbocompressore è essenzialmente composto da due chiocciole che racchiudono due giranti a palette, solidamente collegate tra loro tramite un alberino. La prima girante riceve il moto dai gas di scarico e lo trasmette alla seconda girante, la quale impartisce il moto alla colonna d'aria nel collettore d'aspirazione, comprimendola.

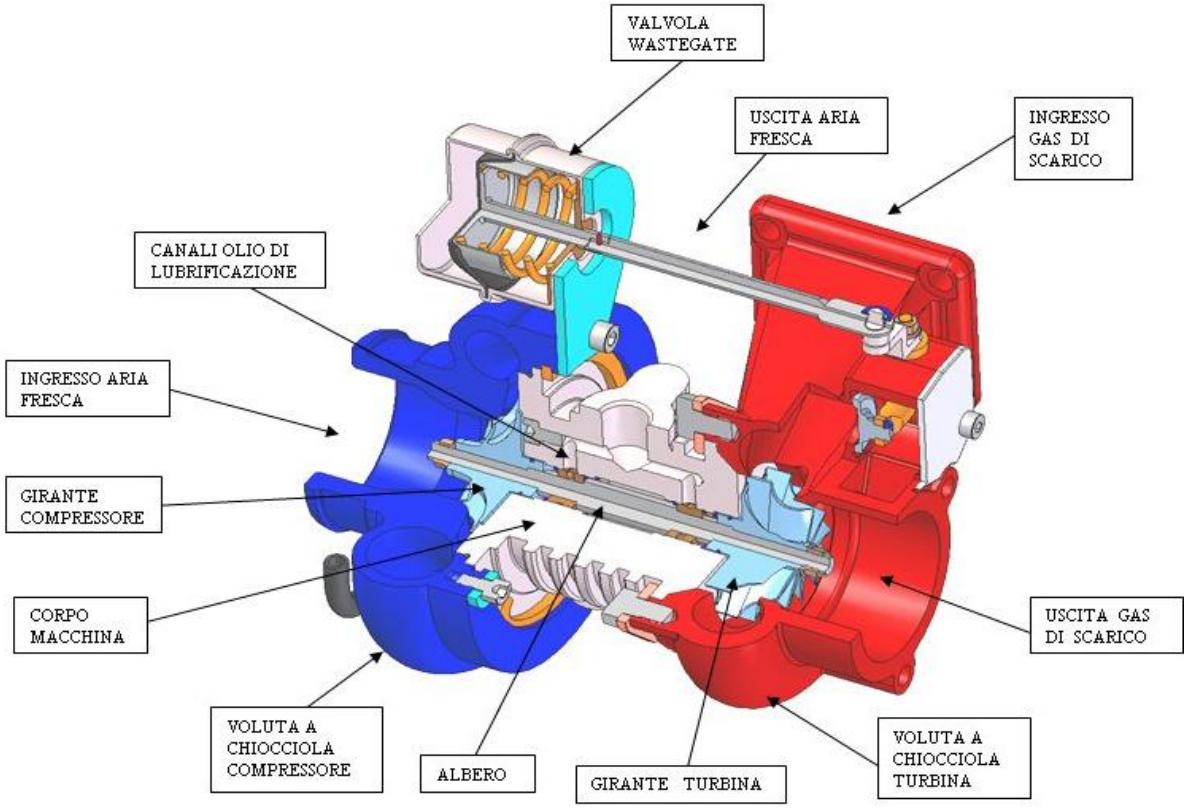


**Figura 2.1.4 Turbo gruppo di sovralimentazione**

Il turbocompressore è installato sui collettori di scarico e a seconda della posizione del condotto dell'aria, che parte dal compressore rispetto all'organo che miscela il combustibile al comburente (quindi carburatore o iniettore), il turbogruppo viene

chiamato turbocompressore (se la compressione avviene prima), oppure turbo aspirato (se avviene dopo). Il più diffuso è il turbo gruppo di sovralimentazione.

A garantire il tutto da eventuali eccessivi picchi di pressione di sovralimentazione è presente una valvola, detta waste-gate, che provvede al by-pass della turbina se la pressione di mandata del compressore supera una certa soglia. Questo tipo di sovralimentazione nasce dall'idea di sfruttare l'energia residua contenuta nei gas combusti allo scarico, che altrimenti verrebbe perduta e dissipata nell'ambiente.

Il principale nemico della sovralimentazione mediante turbocompressore è l'inerzia. Infatti, i gas di scarico prima di mettere in rotazione la girante devono vincere l'inerzia di quest'ultima. Nei motori a benzina poi, in fase di rilascio, la turbina (pur se priva della spinta indotta dai gas combusti), a causa della propria inerzia, continua a girare velocemente causando un aumento di pressione indesiderato nel collettore di aspirazione che in rilascio è chiuso dalla farfalla. Per scongiurare questo problema viene quindi usata una valvola limitatrice di pressione, chiamata Pop-off (o blow-off), che limita la pressione massima all'interno del collettore di aspirazione scaricando in ambiente. Per i motori ad accensione comandata questa valvola è posizionata fra il turbocompressore e la valvola a farfalla e provvede ad aprirsi totalmente in fase di rilascio del gas quando, pur essendo la farfalla totalmente chiusa, la turbina continua a ruotare per effetto dell'inerzia comprimendo l'aria che tuttavia non viene immessa nei cilindri ed evitando il cosiddetto "colpo d'ariete".

Di conseguenza la waste-gate si apre consentendo il by-pass dei gas allo scarico. Sia il primo, sia il secondo dei casi elencati provocano un fenomeno detto "turbo-lag", ovvero un ritardo di azionamento della turbina. Per eliminare questo problema oggi i turbo gruppi sono del tipo a "geometria variabile", dove nella girante posta allo scarico è presente una palettatura mobile il cui movimento, controllato dalla centralina elettronica, determina la variazione dell'angolo d'incidenza dei gas di scarico con le palette della girante motrice stessa. In funzione del regime di rotazione, queste vengono chiuse o aperte per favorire la velocità o la portata a seconda dei regimi stessi. Con una turbina a geometria variabile è possibile ottenere la stessa bassa inerzia di una turbina di piccole dimensioni e la portata d'aria (quindi potenza) di una turbina di maggiori dimensioni.

Sistemi di sovralimentazione meno diffusi

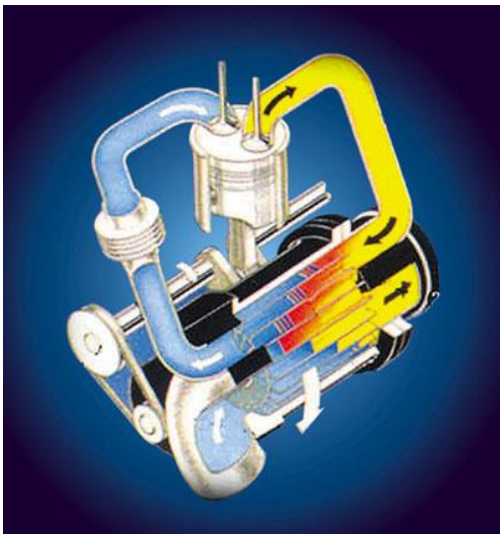

**Figura 2.1.5 Comprex**

Il Comprex è un dispositivo messo a punto dall'azienda elettromeccanica tedesca Brown-Boveri a metà anni '80. Bisogna precisare, però, che gli studi e le prime applicazioni di tale tipo di sovralimentazione iniziarono oltre cento anni fa, nel 1911. [10]

Questo dispositivo è costituito da una girante cilindrica, con svariati condotti interni dritti di diverso diametro, che ruota all'interno di una carcassa statorica cilindrica, azionata direttamente dal motore, in cui da un lato entra l'aria utilizzata poi per la combustione e dall'altro i gas di scarico (fig. 2.1.5).

I due gas entrano in contatto tra loro e vengono fatti girare dalla girante, dopodiché i gas di esausti fuoriescono dallo scarico mentre l'aria di aspirazione, "caricata" dalla pressione dei gas di scarico, viene introdotta nella camera di combustione, ad una pressione più alta di quella atmosferica. [11]

Gli svantaggi di questo sistema sono legati ad un riscaldamento dei gas d'aspirazione (essendo i gas di scarico molto caldi, anche l'aria di aspirazione viene riscaldata, per cui è necessario un dispositivo di raffreddamento per evitare una forte perdita di potenza del motore) e alle impurità dei i gas freschi che, dovendo andare a contatto con i gas combusti, vengono inquinati.

Questo sistema è stato provato in passato anche dalla Ferrari all'epoca delle auto di F1 sovralimentate, ma il tallone di Achille del Comprex era che la cinghia di collegamento del rotore con l'albero motore era estremamente soggetta a rottura per via delle repentine e violentissime accelerazioni a cui era sottoposta. Attualmente il Comprex è stato praticamente accantonato: colpa anche del rendimento, che non raggiunge quello di un turbocompressore, e "dell'inquinamento" dell'aria d'aspirazione ad opera dei gas di scarico, che ne sconsigliano l'uso sui motori ad accensione comandata, limitandone, quindi l'installazione sui propulsori ad accensione spontanea.

Un altro tipo di compressore è il G-Lader, noto anche come compressore Scrol a spirale orbitante, utilizzato dalla Volkswagen negli anni 80 (fig. 2.1.6). In questo compressore, di tipo volumetrico, non sono presenti giranti ma due spirali concentriche (a forma di "G"), che hanno il compito di trasferire l'aria dall'ingresso all'uscita del compressore, non essendo un movimento circolare, la parte esterna rimane fisa, mentre quella interna ha un funzionamento alternato imposto da un eccentrico. Le caratteristiche del "G" Lader permettono di ottenere una curva di coppia piuttosto costante ed levato e basso regime. Ha un rendimento maggiore ed è più compatto rispetto ai compressori a lobi. Viene azionato dall'albero motore attraverso una cinghia e una puleggia. Lavora a temperature di esercizio più basse rispetto al turbo con minori rischi di scarsa affidabilità e rotture dovute alle alte temperature; è soggetto però ad elevata usura meccanica.

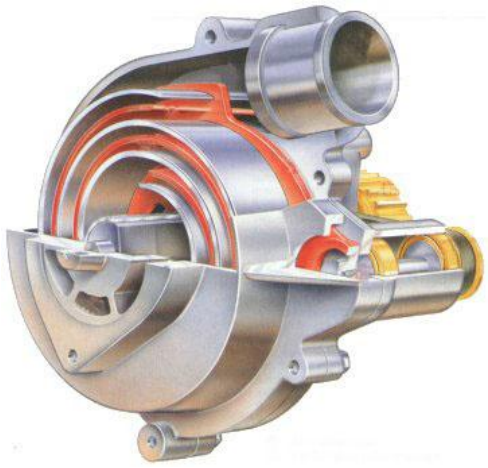

**Figura 2.1.6 Compressore G-Lader**

Sovralimentazione per risonanza

Per avere un miglioramento della coppia e della potenza a regimi medi e bassi, in alcuni motori moderni si impiegano sistemi di aspirazione a geometria variabile, controllati da una centralina elettronica (fig. 2.1.7).

Il movimento del pistone verso il basso provoca nel collettore d'aspirazione una depressione che consente all'aria ambiente di entrare nei condotti.

La colonna d'aria, che riempie il condotto, dovrebbe idealmente, mettersi immediatamente in movimento verso la zona a bassa pressione (ossia la camera di combustione) per arrestarsi appena il pistone inizia la corsa verso l'alto. A causa dell'inerzia però la colonna di aria si muove con un certo ritardo e si arresta con una certa lentezza. Inoltre, nella colonna in movimento si creano dei fenomeni pulsatori che non sono altro che vere e proprie onde di pressione. Questi fenomeni pulsatori e le relative risonanze, possono essere sfruttate variando la lunghezza del collettore e la fasatura dell'aspirazione in modo tale che la chiusura delle valvole coincida con l'istante in cui l'onda di pressione viaggia in direzione della valvola stessa. In questo modo poco prima

della fase di compressione, entra nel cilindro una quantità supplementare di aria, compressa per mezzo dei fenomeni pulsatori creatisi all'interno del collettore, migliorando quindi il rendimento volumetrico fino a renderlo maggiore di 1, ovvero effettuando un vera e propria sovralimentazione.

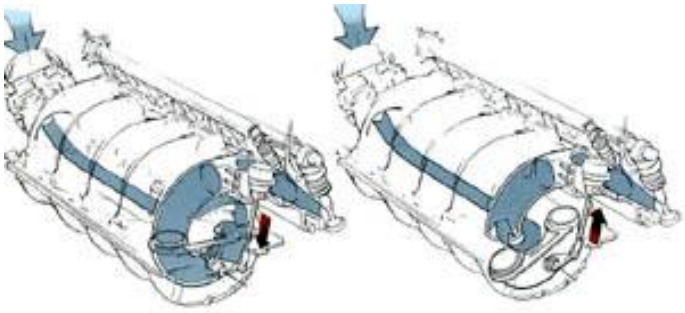

**Figura 2.1.7 Sistema di aspirazione a geometria variabile**

Nei motori di serie si impiegano in genere valvole a farfalla che, aprendosi e chiudendosi, obbligano l'aria a compiere percorsi differenti all'interno del sistema di aspirazione di conformazione complessa (come se si avessero condotti singoli di diversa lunghezza).

Quasi al termine dell'aspirazione, l'inerzia dell'aria in ingresso fa aumentare la pressione nel condotto di aspirazione, alla base della valvola. L'effetto di questo fenomeno aumenta all'aumentare del numero di giri, ed è più rilevnte quanto maggiore è la lunghezza del condotto.

Sovralimentazione chimica

La sovralimentazione chimica consiste nel miscelare l'aria aspirata dal motore con un fluido più ossigenato. Il composto più utilizzato al giorno d'oggi è il protossido d'azoto che contiene circa il 36% di ossigeno in peso.

Ogni molecola di questo gas è composta da due atomi di azoto legati ad uno di ossigeno, ossia $N_2O$. Quando viene immesso, attraverso opportuni diffusori, nel collettore d'aspirazione e, quindi, nella camera di combustione, a causa delle alte temperature le molecole di protossido di azoto reagiscono tra loro a coppie. Ovviamente, se una molecola di protossido di azoto contiene due atomi di azoto ed uno di ossigeno, due molecole conterranno quattro atomi di azoto e due atomi di ossigeno.

Nella reazione ad alta temperatura gli atomi rompono i legami molecolari e dalle due molecole di protossido d'azoto ($N_2O + N_2O$) nascono due molecole di azoto puro ($N_2 + N_2$) e una molecola di ossigeno puro ($O_2$).

Va da se, quindi, che l'iniezione di protossido di azoto non fa altro che fornire chimicamente ulteriore comburente al motore in rapporto di una molecola di ossigeno

ogni due molecole di azoto. Adeguando, quindi, la mandata di carburante è possibile ottenere un sensibile aumento della potenza (anche il 50-60% in più) e dell'elasticità.
Il protossido di azoto attualmente viene stivato in bombole da dieci chili l'una, sufficienti a un utilizzo continuativo per meno di un quarto d'ora (su un motore di circa due litri di cilindrata). Quindi, purtroppo, pur tralasciando le voci relative ai costi del gas e alla funzionalità intrinseca del sistema, non è ancora possibile ottenere un motore permanentemente sovralimentato chimicamente e questo ha limitato l'utilizzo dell'iniezione supplementare di protossido al solo campo delle elaborazioni spinte e delle gare di accelerazione. [9]

## 1.3 Effetti della sovralimentazione

L'aumento di potenza fornita dal motore sovralimentato, rispetto a quello semplicemente aspirato, è legato sostanzialmente a tre fattori:

- aumento delle pressioni del ciclo
- ciclo di pompaggio ad area positiva
- compressione della carica residua nello spazio morto

Riguardo al primo effetto della sovralimentazione, l'aumento delle pressioni del ciclo, è legato da un aumento della pressione nel collettore di aspirazione Pc. Come ordine di grandezza, raddoppiando la pressione di sovralimentazione aumenta la potenza del motore. A parità di pressione nel collettore, la sovralimentazione sarà tanto più efficace quanto minore sarà la temperatura e quindi quanto migliore sarà il rendimento della compressione.

Per il secondo effetto invece, l'area del ciclo di aspirazione scarico da luogo a valori positivi. Questo miglioramento è circa 1/10 del precedente.

Secondo il terzo effetto invece, i gas residui del ciclo precedente, presenti nello spazio morto, vengono compressi dalla carica fresca in un volume minore, dando luogo ad un aumento del coefficiente di riempimento del motore. Questo effetto è comunque minore del precedente e rappresenta qualche percento del primo effetto.

In generale l'effetto della sovralimentazione comporta un aumento della Pmi (pressione media indicata e della Pme (pressione media effettiva).

La differenza tra la Pmi e la Pme da luogo alla pressione a vuoto Pv.

La pressione a vuoto tiene in considerazione due costanti del motore, relative alla spinta dei gas e alle forze d'inerzia. Nel caso in cui sia presente un compressore trascinato meccanicamente, nella formula della Pv compare anche un altro coefficiente che tiene conto di questo fattore.

# 2. Strategia double-fuel

## 2.1 Il gas naturale compresso

Il metano è un idrocarburo semplice (alcano) formato da un atomo di carbonio e quattro di idrogeno con una struttura di tipo tetraedrica. La formula chimica è CH4 e si trova in natura sotto forma di gas, presente in giacimenti sotterranei e sottomarini da solo o associato con petrolio e talvolta anche con acqua.

In questa struttura l'atomo di carbonio è al centro di un tetraedro regolare ai cui vertici si trovano gli atomi di idrogeno (fig. 2.1).

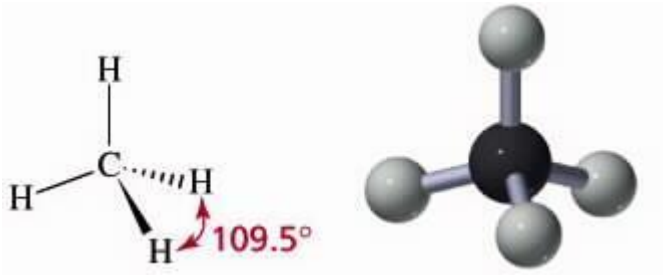


**Figura 2.1 Molecola metano**

Il metano è un ottimo combustibile poiché genera dalla combustione il maggior quantitativo di calore per massa unitaria rispetto ai combustibili tradizionali. Dalla combustione di una molecola di metano in presenza di ossigeno si formano una molecola di $CO_2$, due molecole di $H_2O$ e si libera una certa quantità di calore. [12]

La molecola del metano, essendo formata da un atomo di carbonio e da quattro atomi di idrogeno, è il combustibile fossile con la maggiore percentuale di idrogeno e la minore percentuale di carbonio, inoltre.

Da questo ne derivano emissioni molto contenute di biossido di zolfo, polveri e CO2 che risultano essere molto inferiori rispetto a quelle prodotte dagli altri combustibili fossili. Dalla combustione anche la quantità di CO2 emessa dal metano è inferiore rispetto a quella degli altri idrocarburi.

Il metano è il componente principale del gas naturale e da questo deriva l'usanza diffusa di chiamare per comodità il gas naturale con questo nome.

Il gas naturale non contiene composti solforosi e la sua combustione permette una migliore miscelazione con l'aria comburente. Questo comporta non solo la facilità di combustione, ma anche un più elevato rendimento. Nel caso dei motori a metano è assai improbabile trovare fumi residui incombusti diversi dal metano, cioè gli NMHC (Non-

Methane Hydro Carbons), presenti invece nei fumi dei combustibili liquidi. Gli NMHC sono costituiti da varie sostanze gassose inquinanti.

Gli effetti negativi sull'ambiente degli NMHC si manifestano in diversi modi:

- hanno un'azione mutagena, per esempio nel caso degli aromatici (benzene, toluene, cilene).
- sotto l'azione attivante dei raggi solari producono smog fotochimico, cioè ozono
- hanno di per sé effetti irritanti e tossici più o meno gravi per le vie respiratorie, come per esempio accade con le aldeidi e gli idrocarburi superiori.

La stabilità della struttura molecolare del metano, rende questo gas scarsamente reattivo nei processi fotochimici che portano alla formazione dell'ozono troposferico per effetto dell'azione della luce solare sugli idrocarburi contenuti nei prodotti di combustione emessi dai motori.

Una caratteristica del metano è quella di legare subito con l'aria, a differenza della benzina che ha qualche difficoltà, poiché combustibile e comburente, essendo gas, si trovano nello stesso stato fisico, mentre la benzina viene iniettata in camera allo stato liquido e occorre un certo tempo affinché vaporizzi.

Il GNC ha una composizione che varia, in base alla fonte di approvvigionamento, tra l'80-90% di metano ($CH_4$), con la restante parte prevalentemente composta da paraffine come etano $C_2H_6$, propano $C_3H_8$ e butano $C_4H_{10}$. il rapporto H/C è comunque assimilabile a 4. Quindi, teoricamente, è in grado di ossidare 4 atomi di idrogeno a fronte della creazione di una sola molecola di anidride carbonica $CO_2$. Questo valore è invece circa 1,8 per le benzine ed a 2 per i gasoli.

Quindi un motore alimentato a GNC, con valori di rendimento simili a quelli di un motore alimentato con combustibili liquidi, a parità di potenza, produce una minore quantità di CO2. [13]

## 2.2 L'impatto ambientale e la normative europea

Gli idrocarburi incombusti prodotti dallo scarico dei motori a metano sono costituiti per oltre il 90% da metano, che non ha nessuno effetto negativo sull'ambiente, e che nella legislazione italiana ed internazionale non è considerato inquinante. Le problematiche relative all'inquinamento del metano sono legate al suo impatto sull'effetto serra, che è però ampiamente compensato dall'effetto benefico della riduzione di emissioni di anidride carbonica.

Il motore a metano riduce di circa il 20% le emissioni di $CO_2$ rispetto ad un analogo motore a benzina e la quota massima di $CH_4$ incombusto emesso allo scarico equivale ad una maggiore emissione di $CO_2$ di 1 o 2 punti percentuali. Rimane allora un vantaggio netto del 18%.

Le emissioni inquinanti provocate dal traffico veicolare dipendono sostanzialmente dal tipo di combustibile utilizzato, dalla tipologia di veicolo e dalle tecnologie impiegate.

I motori a gasolio emettono principalmente anidride carbonica ($CO_2$ ), vapore acqueo ($H_2O$), particolato carbonioso, ossidi di azoto ($NO_X$) e biossido di zolfo ($SO_2$ ).

Un motore a benzina, cosi come i motori veicoli alimentati a GNC (Gas Naturale compresso) e GPL, emettono monossido di carbonio CO, $CO_2$, $NO_X$, idrocarburi incombusti (HC) e naturalmente vapore acqueo ($H_2O$). La $CO_2$ però viene prodotta in quantità inversamente proporzionale al rapporto H/C del combustibile utilizzato e la combustione del metano presenta il vantaggio di non scaricare polveri sottili (PM).

Esistono norme europee anti inquinamento che impongono un limite, sempre più restrittivo alla quantità di sostanze emesse dai veicoli.

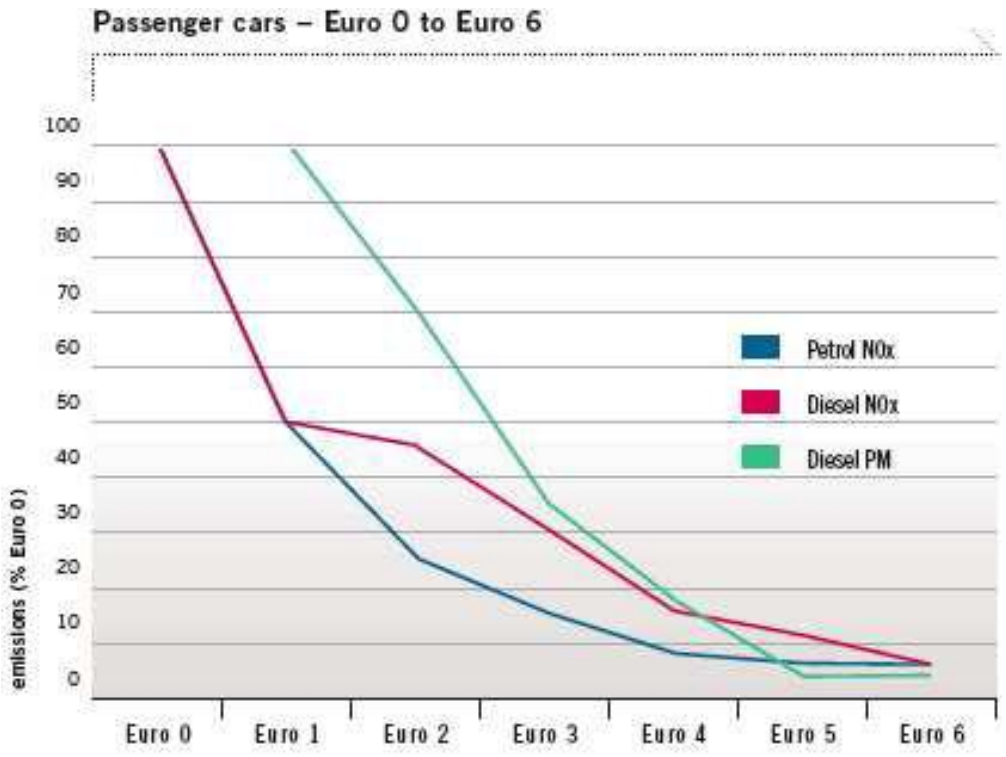


**Figura 2.2.1 Limiti percentuali di emissione imposti dalle normative europee**

Si tratta di una serie di standard, identificati con la sigla Euro seguita da un numero, che viene introdotto progressivamente dalla Comunità Europea. Dal momento dell'entrata in vigore di uno di questi standard, le case automobilistiche devono terminare la vendita di nuovi veicoli con gli standard precedenti.

Negli anni si è passati dall'utilizzo di auto euro 0 (prima del 1992) ad euro 1, fino ad arrivare alla normativa vigente euro 5 (entrata in vigore 2009) che nel 2015 verrà soppiantata dalla normativa per l'omologazione di vetture euro 6.

Questo è stato possibile grazie all'introduzione dei catalizzatori, ovvero un piccolo reattore chimico installato nel sistema di scarico dell'automobile (tra il motore e il silenziatore).

Il catalizzatore presenta al suo interno una struttura di ceramica a nido d'ape, rivestita di una pellicola sottile di metalli catalizzatori. I primi sistemi di abbattimento delle sostanze inquinanti introdotti in commercio erano di tipo ossidante (nei confronti di HC e CO) e non erano in grado di abbattere l'ossido di azoto. I moderni catalizzatori invece, sono dette trivalenti perché riescono ad abbattere HC, CO e NO.

Con l'introduzione delle normative anti inquinamento, nonostante gli ottimi risultati ottenuti per la riduzione delle sostanze inquinanti, i motori alimentati a gasolio vedono nelle stringenti norme comunitarie una concreta minaccia.

Questo perché la normativa Euro 6 ovviamente sarà più restrittiva dell'attuale Euro 5 in particolar modo nei confronti dell'azoto. I motori diesel attualmente in commercio, siano essi Euro 5 o Euro 4, pur rimanendo nei limiti imposti hanno un emissione di azoto molto superiore a motori a benzina di pari potenza e/o cilindrata. Molte case automobilistiche stanno lavorando alla progettazione di "filtri per azoto" (già esistenti) adatti a rientrare nella nuova normativa.

Il problema però sta nel fatto che le case automobilistiche ammettono che questi filtri hanno prezzi alti e che quasi tutti gli impianti di scarico da loro prodotte dovranno essere riprogettate.

In sostanza, per far si che i motori diesel di ultima generazione riescano a rispettare la norma euro 6, dovranno possedere allo scarico un sistema di abbattimento delle emissioni molto complesso.

All'aumentare dei rapporti di compressione e delle pressioni di sovralimentazione aumenta la temperatura in camera di combustione e diventa sempre più difficile contrastare l'insorgere degli $NO_X$. Infatti gli $NO_X$ sono gli ossidi di azoto che si formano quando, ad elevate temperature, l'azoto diventa attivo e reagisce con l'ossigeno.

Il particolato, noto con l'acronimo PM (particulate matter), è un aerosol di piccole particelle solide classificate in base alle loro dimensioni. Il PM è di natura carboniosa ed ha origine dalla pirolisi del carbonio contenuto nei combustibili, tipico dei processi di combustione dei motori ad accensione per compressione. Le particelle atmosferiche sono di solito misurate in PTS (Polveri Totali Sospese). Si parla di PM10 quando il diametro aerodinamico medio è minore di 10 micron e possono raggiungere i polmoni, mentre con PM2,5 il diametro aerodinamico medio è inferiore a 2,5 micron e sono più dannose in quanto possono passare attraverso i filtri delle vie aeree respiratorie. Negli ultimi anni si sta prendendo in considerazione l'impatto sulla salute di particelle ancora più piccole, le PM0,1 e le nano polveri, ancora più fini, che penetrando ulteriormente a fondo e sono ritenute ancora più dannose.

**Autoveicoli pre euro (valori in g/km)**
**[Fonte: COPERT per benzina e gasolio e CRF per metano]**

| Categoria veicolare | $NO_X$ | COV | $PM_{10}$ | $CO_2$ |
|---|---|---|---|---|
| pre euro benzina | 1,79 | 2,04 | 0,040 | 243 |
| pre euro diesel | 0,63 | 0,23 | 0,26 | 235 |
| **metano** | **0,18** | **0,01** | **0,0096** | **170** |

**Autoveicoli Euro I (valori in g/km)**
**[Fonte: COPERT per benzina e gasolio e CRF per metano]**

| Categoria veicolare | $NO_X$ | COV | $PM_{10}$ | $CO_2$ |
|---|---|---|---|---|
| euro I benzina | 0,26 | 0,26 | 0,040 | 220 |
| euro I diesel | 0,55 | 0,08 | 0,073 | 235 |
| **Metano** | **0,18** | **0,01** | **0,009** | **170** |

**Autoveicoli Euro IV (valori in g/km)**
**[Fonte: COPERT per benzina e gasolio e CRF per metano]**

| Categoria veicolare | $NO_X$ | COV | $PM_{10}$ | $CO_2$ |
|---|---|---|---|---|
| euro IV benzina | 0,033 | 0,007 | 0,004 | 220 |
| euro IV diesel | 0,122 | 0,019 | 0,008 | 235 |
| **metano euro IV** | **0,138** | **0,008** | **0,009** | **170** |

**Figura2.2.2 Emissioni inquinanti**

Si può notare dalla fig.2.2.2 il notevole passo avanti nell''abbattimento delle sostanze inquinanti che si è avuto passando dalle auto pre euro ad euro a quelle ad quelle euro IV: dove gli inquinanti esaminati sono il PM10 , $NO_X$, i composti organici volatili (COV) e il biossido di carbonio ($CO_2$). La seguente tabella è riferita a veicoli ad uso stradale e riporta le emissioni in riferimento ad una velocità media di 25 km/h tipica di un ciclo urbano. [14]

Per la classificazione dei veicoli vengono effettuate delle prove in laboratorio sui veicoli da immettere nel mercato, con le quali si riproducono le condizioni di utilizzo stradali (urbano e extraurbano). Questa riproduzione del percorso stradale viene denominato "ciclo guida".

Per ridurre le emissioni le case costruttrici in questi ultimi anni si sono spinti alla realizzazione di propulsori sempre più piccoli di cilindrata ma sempre più prestanti e con rendimenti elevati. Questo fenomeno prende il nome di "downsizing"e consiste appunto nel progettare motori di minori dimensioni, più efficienti nell'impiego urbano e in grado di

assicurare elevate prestazioni, aiutati dai sistemi di sovralimentazione sempre più spinti e sofisticati.

I motori alimentati a benzina, nei primi 40 secondi di funzionamento successivi all'avviamento, producono gran parte degli HC, emessi durante la prova del ciclo guida europeo (valido per l'Italia), in corrispondenza dell'arricchimento che il motore necessita nella prima fase di avvio, quando il catalizzatore non ha ancora raggiunto la temperatura di funzionamento ottimale.

Questo aumento di HC avviene in realtà anche a pieno carico ma durante il ciclo guida non viene raggiunta mai questa condizione (presupposto che non si verifica con i motori alimentati a metano).

In sostanza i motori alimentati con combustibili gassosi producono minori emissioni inquinanti sia rispetto a quelli a benzina che a gasolio.

## 2.3 L'alimentazione a metano nell'autotrazione

Il metano ha caratteristiche che lo rendono adatto all'impiego motoristico senza necessità di aggiunta di additivi. Il suo elevato potere antidetonante, con numero di ottano superiore a 120, ne consente l'utilizzo in motori a ciclo Otto ad elevato rapporto di compressione (fino a 14:1) con sensibile miglioramento del rendimento e riduzione dei consumi. [1]

Richiede pochi trattamenti prima di essere utilizzato come carburante e in particolare, dopo essere stato purificato da vapore acqueo, zolfo e idrocarburi pesanti, il metano viene convogliato attraverso il metanodotto e giunge direttamente agli impianti di rifornimento, dove viene compresso ad una pressione di circa 200 bar e quindi immagazzinato nei serbatoi a bordo dei veicoli.

Sulla vetture, le bombole sono istallate solitamente nel baule, per quelle trasformate successivamente alla costruzione, mentre sotto il pianale o comunque integrate nella scocca per le nuove vetture concepite per il funzionamento a metano.

Il combustibile gassoso presente nel serbatoio, viene inviato, tramite una speciale tubazione, ad un riduttore di pressione, che ne riduce la stessa, a circa 10 bar.

E' presente inoltre un sensore di pressione che invia un segnale ad un indicatore, per visualizzare la quantità di metano ancora disponibile, ed alla centralina elettronica, che comanda gli iniettori di carburante e le valvole di apertura/chiusura delle bombole.

L'impianto è dotato di un commutatore metano-benzina che può essere attivato dal guidatore della vettura. Il motore quindi funziona normalmente a metano, ma se durante la marcia la pressione del gas nelle bombole scende sotto il minimo, il controllo elettronico del motore commuta automaticamente il funzionamento a benzina.

I veicoli a metano devono impiegare un catalizzatore sviluppato specificatamente per abbattere gli idrocarburi residui della combustione. infatti, oltre il 90% degli idrocarburi incombusti allo scarico emessi da un motore a metano sono costituiti proprio da metano, poiché esso si ossida con maggiore difficoltà rispetto agli altri idrocarburi, è necessario adottare un catalizzatore realizzato con una quantità di metalli nobili più elevata (anche tripla) rispetto ai comuni standard.

Come detto precedentemente, grazie alle caratteristiche del metano, è possibile realizzare motori con un più elevato rapporto di compressione ottenendo così un miglior rendimento.

Infatti il rendimento termico ideale dipende dal rapporto di compressione ed affinché raggiunga livelli accettabili, il rapporto di compressione per i motori a benzina deve attestarsi intorno a 10-11. Per questo, il motore alimentato a benzina deve essere realizzato utilizzando adeguati accorgimenti per scongiurare la detonazione, problema che non si ha con il metano.

Il GNC presenta una resistenza alla detonazione superiore sia a quella della benzina (95-100 RON) sia a quella del GPL (110 RON), con valori di numero di ottano che variano da 120 a 130 RON in funzione della percentuale di metano presente. Questo fenomeno consente di ottimizzare la fasatura di accensione riducendo i consumi di combustibile e le emissioni inquinanti.

La sigla RON (Research Octane Number) indica la prova per testare il potere antidetonante di un combustibile con il motore a freddo.

Occorre ricordare anche che, quando si alimenta un motore con GNC, viene penalizzato il riempimento della camera di combustione rispetto al caso in cui si utilizza la benzina. Infatti un combustibile liquido (benzina) presenta un volume specifico più piccolo di tre ordini di grandezza rispetto a quello dell'aria aspirata $v_a$ e quindi anche del GNC.

Considerando l'espressone della potenza per un motore ad accensione comandata, utilizzando il GNC il rapporto $v_a/v_b$ non è più trascurabile come nel caso dei motori a benzina causando quindi una riduzione delle prestazioni:

$$P = \lambda_v \eta \frac{V H_i}{v_a \left(\alpha + \frac{1}{\delta}\right)} \frac{n}{\varepsilon}$$

$\lambda_v$ coefficiente di riempimento;

$\eta$ rendimento utile del motore;

V cilindrata del motore;

$H_i$ potere calorifico combustibile;

$\alpha$ dosatura della miscela;

ε rapporto tra il numero di giri e il numero di cicli compiuti dal motore (motore 4 tempi ε = 2);

$v_a$ volume specifico dell'aria aspirata dal motore;

δ densità data dal rapporto $v_a/v_b$

$v_b$ volume specifico del combustibile;

Il termine

$$\frac{H_i}{\left(\alpha + \frac{1}{\delta}\right)}$$

viene chiamato parametro motoristico del motore. A parità di condizioni, un parametro motoristico più alto consente di ottenere maggiore potenza.

Il problema del riempimento, legato all'utilizzo del combustibile gassoso, può essere attenuato attraverso la sovralimentazione, che permette di aumentare la densità della miscela complessivamente aspirata dal motore.

La giustificazione dell'utilizzo di combustibili gassosi trova risposta principalmente nel loro basso costo e nella riduzione delle emissioni inquinanti e rappresenta una valida e vantaggiosa alternativa ai combustibili derivati dal petrolio, pertanto vengono impiegati dalle case automobilistiche per alimentare i motori ad accensione comandata nella versione *bi-fuel*.

Sul mercato sono presenti diversi motori ottimizzati per il funzionamento sia a metano che a GPL, però la loro diffusione è legata allo sviluppo della rete di distribuzione del combustibile sul territorio nazionale. La collocazione dei distributori sul territorio è fortemente disomogenea (la maggioranza dei distributori è concentrata nel centro nord Italia), ed esistono intere regioni o province in cui la distribuzione è scarsa o addirittura assente.

## 2.4 Vantaggi e svantaggi dell'alimentazione a benzina

La benzina è un prodotto che viene ottenuto dalla distillazione del petrolio greggio per essere utilizzata come carburante per motori a combustione interna. Il motore a benzina, rispetto a quello a gasolio, vede lo svantaggio di un maggior costo del combustibile, problema che però risulta esser di entità minore rispetto a quello della manutenzione. Infatti il costo di manutenzione per un moderno turbo diesel risulta essere molto più caro di quello di un motore benzina.

I motori a benzina sono costruttivamente più semplici dei motori diesel ed economici, anche riguardo alla minor spesa per la manutenzione. Tralasciando le sensazioni di guida e di sound motoristico resta il fatto che entrambi propulsori emettono una quantità di inquinanti superiori rispetto ad un motore alimentato a GPL o GNC.

I combustibili gassosi hanno però, come detto precedentemente, il problema del riempimento della camera di combustione, fenomeno che non accade con i combustibili liquidi.

La benzina però presenta un limite di funzionamento che risiede nella scelta dell'anticipo di accensione della miscela carburata. La scelta errata di questo parametro può portare alla manifestazione di fenomeni di combustione anomala (ovvero la detonazione).

Il fenomeno della detonazione non è altro che l'auto-accensione di una parte di miscela carburata, presente in alcuni punti della camera, che brucia prima di essere investita dal fronte di fiamma. Nelle zone lontane dalla candela può essere presente una parte miscela non bruciata (end gas) che durante la combustione potrebbe essersi scaldata molto e in modo rapido, raggiungendo un valore di temperatura denominata "temperatura di auto-accensione", causando così l'auto-accensione di questa parte di miscela, prima che il fronte di fiamma la raggiunga. Infatti all'aumentare della pressione e della temperatura in camera di combustione, più lenta è la propagazione della fiamma più elevato è il rischio di innescare il fenomeno della detonazione, questo porta nei motori alimentati a benzina ad una limitazione dell'anticipo e ad un arricchimento della miscela che scongiuri la detonazione, ma penalizza il rendimento e le emissioni inquinanti. [13]

La detonazione dà origine ad onde di pressione che si propagano all'interno della camera di combustione e rimbalzano sulle pareti metalliche del cilindro e della testa.

Questo è un fenomeno non gradito (fenomeno dissipativo), con conseguente:

- eventuale rottura dello stantuffo, causata da picchi di pressione e temperatura che provocano la fusione del metallo.
- penalizzazione degli anticipi (quindi combustioni fasate in modo non ottimale)
- aumento dei consumi e delle emissioni inquinanti

L'utilizzazione di strumenti rilevanti il fenomeno della detonazione, anche a bordo delle vetture, è stato necessario soprattutto perché la detonazione che avviene alle alte velocità è in assoluto la più pericolosa, in quanto non è avvertibile e non produce nessun battito in testa e comunque non facilmente udibile.

Viene definito un tempo di ritardo all'auto accensione ovvero l'intervallo temporale in cui la benzina non si auto–accende pur avendo raggiunto le condizioni di auto-accensione (caratteristico del tipo di carburante).

Si può evitare o limitare il fenomeno della detonazione nei motori alimentati a benzina utilizzando ad esempio, anticipi più bassi, dosature più ricche, oppure usare un carburante con elevato tempo di ritardo (elevato numero di ottano) o anche utilizzare una candela in posizione centrale in modo da avere uguale distanza in tutta la periferia del cilindro (o aggiungerne un'altra laterale come nei motori Twin Spark per aumentare la velocità di combustione).

Il fenomeno del battito in testa può anche essere dovuto all'eccessivo accumulo di depositi carboniosi, i quali causano un aumento del rapporto di compressione a causa della riduzione del volume disponibile in camera. Con l'utilizzo del metano quindi questo problema viene scongiurato abbastanza facilmente, anche utilizzando motori sovralimentati.

## 2.5 Sistema di alimentazione bi-fuel

I sistemi di alimentazione bi-fuel per motori ad accensione comandata sono dotati di due apparati d'iniezione separati che vengono alimentati rispettivamente uno con benzina e uno con gas (GPL o GNC).

L'utilizzo dei due dispositivi di iniezione consente la commutazione da un alimentazione all'altra tramite semplici dispositivi elettroattuati.

I motori ad alimentazione bi-fuel vengono realizzati per il funzionamento a benzina e riadattati al funzionamento a gas, ovvero con un rapporto di compressione inferiore a quello che il GNC o anche il GPL consentirebbero. Infatti i combustibili gassosi utilizzati in campo automobilistico posseggono una maggiore resistenza alla detonazione rispetto alla benzina. L'utilizzo di rapporti di compressione più bassi, nei motori che utilizzano combustibili gassosi, porta ad una riduzione di potenza, a causa di un peggioramento di circa il 13% del riempimento.

Occorre considerare anche che nella strategia di funzionamento di un motore benzina è previsto un arricchimento della miscela fino anche al 20% (a pieno carico) rispetto al caso di dosatura stechiometrica per abbassare la temperatura in camera di combustione e aumentare la velocità di combustione al fine di scongiurare l'insorgere di fenomeni di detonazione.

Questa strategia, non utile e non perseguita nel caso di motori alimentati con combustibili gassosi, porta ad un incremento del consumo specifico, più alte emissioni inquinanti e diminuzione del rendimento, quest'ultimo causato di una mancata partecipazione della benzina nella combustione.

L'aumento delle emissioni inquinanti rispetto al caso di combustione stechiometrica, può essere anche di un ordine di grandezza a causa dell'incapacità da parte dei catalizzatori trivalenti di operare correttamente l'abbattimento di CO e HC quando la dosatura è ricca. Un catalizzatore, infatti, ha un elevata efficienza di conversione ,sia per l'ossidazione che per la riduzione, solo se opera in un piccolissimo intervallo di dosature nell'intorno dello stechiometrico fig.2.4.1. [15]

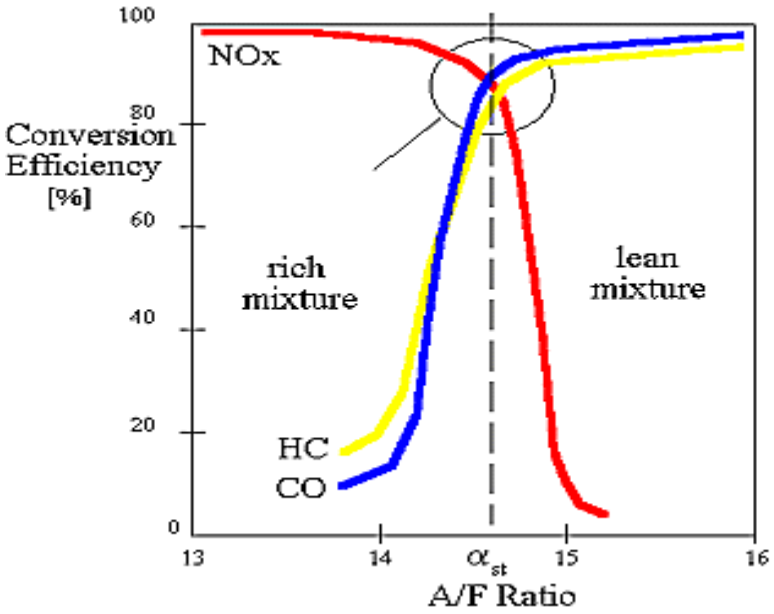


**Figura 2.4.1 Finestra di funzionamento catalizzatore per motore alimentato a benzina**

L'applicazione della strategia bi-fuel nei motori ad accensione comandata richiede una serie di modifiche hardware, tra cui l'installazione di un sistema di iniezione, mentre a livello software occorre solamente una diversa mappatura di gestione del motore da parte della centralina.

La strategia bi-fuel quindi rappresenta una soluzione che consente un compromesso tra prestazioni, riduzioni di sostanze inquinanti e risparmio economico legato al minor costo del combustibile gassoso.

## 2.6 Caratteristiche della strategia Double-Fuel

Il concetto di Double-Fuel nasce da un progetto di ricerca ideato e sviluppato nel Dipartimento di Ingegneria Chimica, Gestionale, Informatica, Meccanica dell'Università degli studi di Palermo rivolto alla valutazione dei benefici ottenibili nel funzionamento di un motore ad accensione comandata alimentato simultaneamente da benzina e combustibile gassoso (GPL o GNC) [22, 23, 24].

Il motore utilizzato presenta un collettore di aspirazione in cui alloggiano 8 iniettori, 4 per il funzionamento a benzina e 4 per il funzionamento a gas, azionati in modo sequenziale fasato. Naturalmente gli iniettori vengono comandati da una centralina elettronica che interloquisce in tempo reale con l'operatore attraverso un software. Questo consente di effettuare variazioni della percentuale dei due combustibili. In particolare gli iniettori metano vengono gestiti con un software (LabView) per dosare la quantità di gas di iniettare cambiando i tempi d'iniezione.

L'utilizzo simultaneo dei due combustibili ha lo scopo di sfruttare le migliori caratteristiche di entrambi. È noto infatti che l'utilizzo di un combustibile gassoso presenta una elevata resistenza alla detonazione e una riduzione delle emissioni inquinanti prodotte dalla combustione rispetto alla combustione di combustibili liquidi. Di contro è pur vero che il gas penalizza il riempimento, fenomeno che però non si verifica con l'uso della benzina, che a sua volta invece resiste meno alla detonazione. La penalizzazione del riempimento, all'aumentare della percentuale di gas iniettato, si traduce in una riduzione della massima potenza erogabile dal motore.

L'aggiunta di una certa porzione benzina alla miscela di aria e gas ha l'effetto benefico di incrementare la velocità di combustione, mantenendo comunque una buona resistenza alla auto accensione della miscela carburata. Questa condizione, soprattutto con l'utilizzo di gas naturale, che presenta un numero di ottano superiore al GPL e alla benzina, rende possibile l'alimentazione del motore con miscele stechiometriche anche a pieno carico, con anticipi di accensione ottimali.

Con l'utilizzo del metano è possibile ottenere una riduzione dei consumi rispetto al caso benzina di circa il 25%, in quanto, grazie all'aumentata resistenza alla detonazione, non sarà più necessario arricchire la miscela a pieno carico. Questa situazione porta una

riduzione delle emissioni inquinanti, grazie al fatto che il catalizzatore funzionerà sempre in condizioni di massimo rendimento.

Nel caso di funzionamento con sola benzina, l'arricchimento a pieno carico viene effettuato per non incorrere nella detonazione, che porta ad una riduzione della temperatura in camera alla velocizzazione della combustione. Tutto ciò porta a peggiorare i consumi poiché una parte del combustibile non ha partecipato alla reazione di combustione. Allo scarico saranno quindi presenti HC e CO con valori superiori alche di un ordine di grandezza rispetto al caso in cui si utilizzassero miscele stechiometriche.

Le percentuali di combustibili nella miscela devono permettere un miglioramento del riempimento, con conseguente miglioramento di coppia e potenza.

Riguardo al rischio di autoaccensione della porzione di benzina iniettata, in alcune condizioni di funzionamento si potrebbe sfruttare la condizione di spontanea accensione della benzina, con molteplici fronti di fiamma (multi spark), per ottenere una maggiore velocità di combustione e quindi approssimarsi a una isocora.

Nella realtà occorrerebbe effettuare studi della combustione con sistemi ottici per rendersi effettivamente conto di ciò che accade in camera.

Tuttavia è possibile dire che quando la miscela metano-benzina entra in camera e scocca la scintilla, si propaga il fronte di fiamma e contemporaneamente la porzione di miscela più lontana dal fronte viene compressa dall'aumento di pressione causato dal procedere della combustione. L'end gas pur raggiungendo certe condizioni di pressione e temperatura permette di contenere eventuali combustioni anomale della benzina contenuta nella miscela.

Per cui l'end gas permette, fino a certe condizioni, di assorbire l'energia delle molecole della benzina interessare dall'autoaccensione, realizzando così una sorta di "effetto cuscino".

Quindi sia nel caso che vengano completamente annullate le condizioni di autoaccensione, sia che siano presenti micro accensioni, la resistenza alla detonazione sarà mediamente più alta rispetto al caso benzina. [11]

# 3. Strumentazione

## 3.1 Banco prova e sistema di acquisizione motore

Per la rilevazione dei parametri caratteristici di funzionamento di un propulsore è di fondamentale importanza la strumentazione utilizzata in sede sperimentale.
L'insieme delle apparecchiature adoperate costituisce il cosiddetto banco prova motori.
Attraverso questa strumentazione è possibile rilevare le caratteristiche meccaniche dei motori come ad esempio la potenza, la coppia e i consumi, in diverse condizioni di funzionamento (regime, carico, anticipi, ecc..). Il banco prova è costituito essenzialmente da un freno in grado di applicare una coppia resistente al motore a cui è collegato, da un quadro di controllo e dal sistema di acquisizione. In questa analisi è inoltre presente un compressore di tipo volumetrico trascinato da un motore elettrico e un sistema di controllo di quest'ultimo (fig. 3.1.1). La temperatura dell'aria aspirata dal motore viene controllata attraverso un intercooler di refrigerazione di tipo aria acqua posto a valle del compressore.

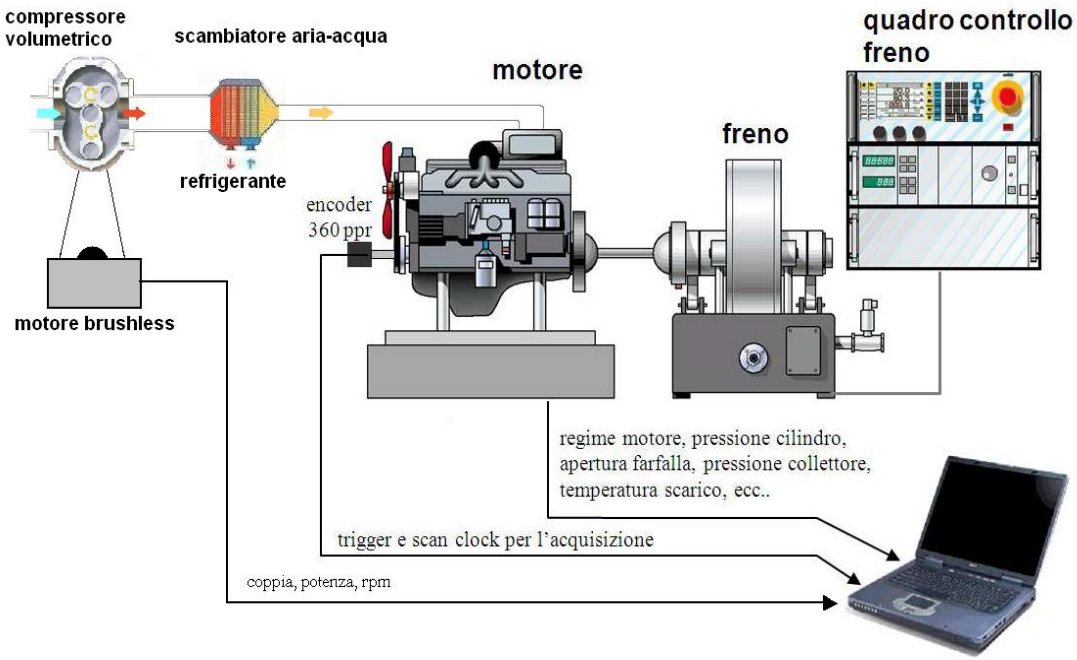


**Figura 3.1.1 Setup sperimentale**

Tornando al freno motore, esso è del tipo a correnti parassite e funziona sul principio di induzione di correnti su un disco che ruota con una certa velocità all'interno di un campo magnetico realizzato mediante un avvolgimento, quest'ultimo racchiuso all'interno di una carcassa metallica vincolata ad una cella di carico.

La capacità frenante può raggiungere una potenza di 130kw.

La cella di carico, impedisce alla carcassa di aprirsi sotto l'azione del campo magnetico che si oppone alla rotazione del disco interno (fig. 3.1.2). Il freno per produrre l'effetto frenante deve ruotare ad una certa velocità altrimenti non si genera l'effetto voluto, problema che invece non si ha con il freno a motore asincrono.

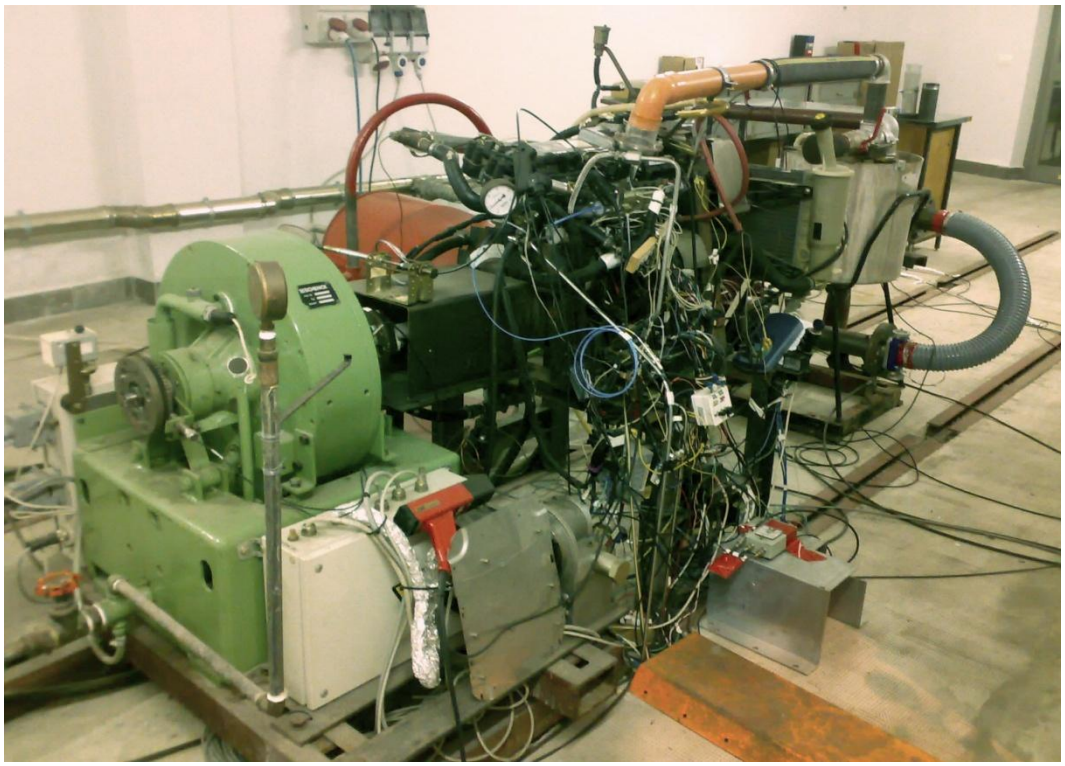

**Figura 3.1.2 Banco prova motori**

Inoltre, si hanno problemi se non si dissipa bene il calore e quindi si raggiungono temperature troppo elevate per il freno; questo perché a seguito delle alte temperature il freno si disinnesca e viene tolta l'alimentazione al motore.

Il freno utilizzato in queste prove è stato impostato su una caratteristica frenante a velocità costante. E' possibile regolare la velocità dello stesso agendo su un potenziometro e quindi modulando la corrente che circola sullo statore. Si avrà a disposizione un display (quadro di controllo) da cui poter valutare il valore della velocità

angolare da non superare. In questa analisi è utilizzato un freno dinamometro SCHENCK W130 (casa produttrice) e con esso quindi viene misurata la copia all'albero e la velocità di rotazione.

Il motore e il freno vengono mantenuti a temperatura di regime grazie ad un circuito di raffreddamento opportunamente dimensionato e che possiede una capacità più elevata di quello montato di serie su una vettura. In realtà il motore possiede il suo sistema di raffreddamento originale, che viene supportato da uno centralizzato. Non appena la valvola termostatica del motore riconosce che la temperatura del refrigerante e prossima a 75-80°C mette in parallelo il circuito originale con l'impianto centralizzato.

In questa analisi le prove non sono state effettuate tutte lo stesso giorno, a causa sia dell'elevata mole di dati da analizzare sia per via dei limiti legati alle condizioni di funzionamento dell'impianto.

Sottoponendo motore, freno, sistema di raffreddamento e tutti i dispositivi, a regimi di funzionamento che vanno al di fuori delle condizioni di normale esercizio (poiché il sistema di raffreddamento è stato progettato per il funzionamento del motore in modalità aspirato), portano ad uno stress termico tale da non consentire un funzionamento continuo di tutto l'apparato.

Il motore utilizzato è un Fiat 1242 cc ad accensione comandata, 4 cilindri in linea, con due valvole per cilindro, di tipo bi-fuel ovvero alimentato a benzina o a metano.

Il motore è posto su un cavalletto metallico poggiato su un blocco di calcestruzzo tra i quali è stato interposto del materiale elastico per ridurre le vibrazioni trasmesse al locale.

E' presente un serbatoio in acciaio inox per lo stoccaggio della benzina che viene utilizzata sia per le eventuali analisi con questo tipo di combustibile sia per l'avviamento e il riscaldamento del motore. Nel motore è presente un fuel rail per la benzina (la cui pressione è di 3,5 bar) e uno per il metano che alimenta i corrispondenti iniettori (sempre in configurazione multi point ad una pressione di 10 bar) fig. 3.1.3.

Quindi si ha la presenza di 4 iniettori metano e 4 benzina disposti nel collettore di aspirazione a monte delle valvole di aspirazione.

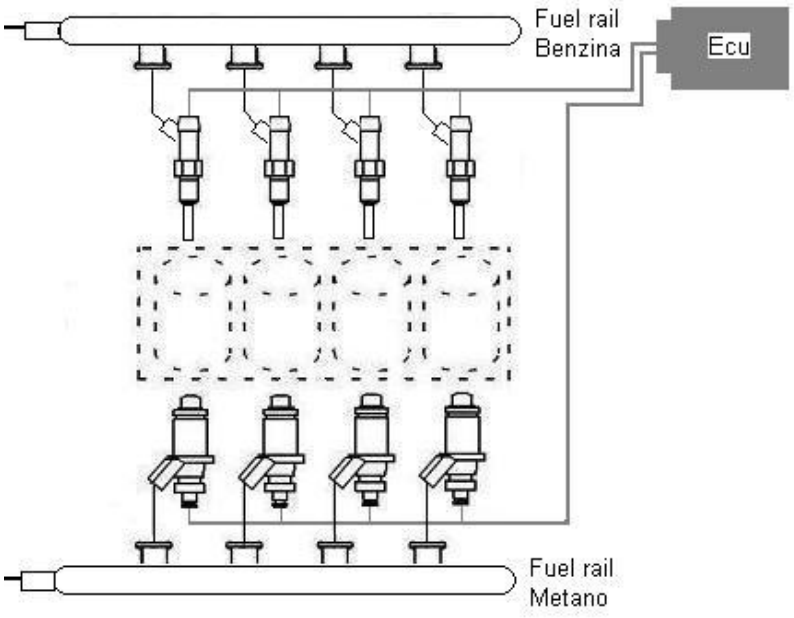


**Figura 3.1.3 Configurazione iniettori**

Il comando della farfalla motore è azionato da un attuatore lineare, gestito dalla postazione di analisi, utilizzando anche in questo caso un potenziometro; attraverso la lettura di un display si ha la possibilità di leggere il valore istantaneo dell'apertura farfalla (TPS).

Il propulsore è dotato di un sistema di accensione che gestisce la fasatura d'accensione, ovvero regola con quanto tempo di anticipo debba scoccare la scintilla rispetto al punto morto superiore, considerando il tempo di ritardo all'accensione del combustibile. L'anticipo non è fisso ma varia al variare del numero di giri e cambia con il carico del motore. E' presente un sistema di accensione realizzato con due bobine che alimentano coppie di candele (sistema a scintilla persa).

Per quanto riguarda il CNG, esso viene stoccato a 200 bar in due bombole poste in un locale dedicato esterno, fuori terra e arieggiato. La pressione viene abbattuta prima attraverso una valvola di laminazione che porta la pressione dal valore di stoccaggio a 40bar. Per evitare che la valvola si porti a temperature troppo basse, con il rischio che le parti in gomma possano congelarsi e spaccarsi, viene riscaldata da un termoventilatore. Attraverso una sistema di tubi, valvole di intercettazione e manometri, il metano arriva nel propulsore e subisce un ulteriore espansione attraverso la valvola di laminazione originale del motore fino 10 bar nel fuel rail di alimentazione.

Per quanto riguarda i gas di scarico in uscita dal motore è predisposta una tubazione centralizzata posta in depressione da un turboventilatore centrifugo accoppiato ad un motore elettrico (asincrono trifase) che espelle i gas all'esterno attraverso un camino.

Oltre alla sensoristica di serie, necessaria al funzionamento del motore, sono presenti altri trasduttori necessari al sistema di acquisizione per rilevate i parametri necessari.

Il sistema di acquisizione è costituito da una un pc che gestisce la scheda di acquisizione dati da dove transitano segnali analogici e digitali delle grandezze in ingresso e in uscita. La scheda utilizzata è della National Instruments, modello DAQ PCI 6133. Le sue caratteristiche sono: risoluzione di 14 bit, frequenza di campionamento fino a 2,5 MHz e gestione fino a 8 canali.

E' importante chiarire che alcuni segnali arrivano al computer in formato digitale attraverso porta seriale, altri sono disponibili in forma analogica. Questi ultimi segnali, vengono gestiti attraverso un dispositivo chiamato BNC connector, collegato direttamente alla scheda di acquisizione (sia di ingresso che di uscita).

I dati una volta acquisiti vengono manipolati attraverso un algoritmo di calcolo ricavato su un software di analisi (LabVIEW) (fig. 3.1.4).

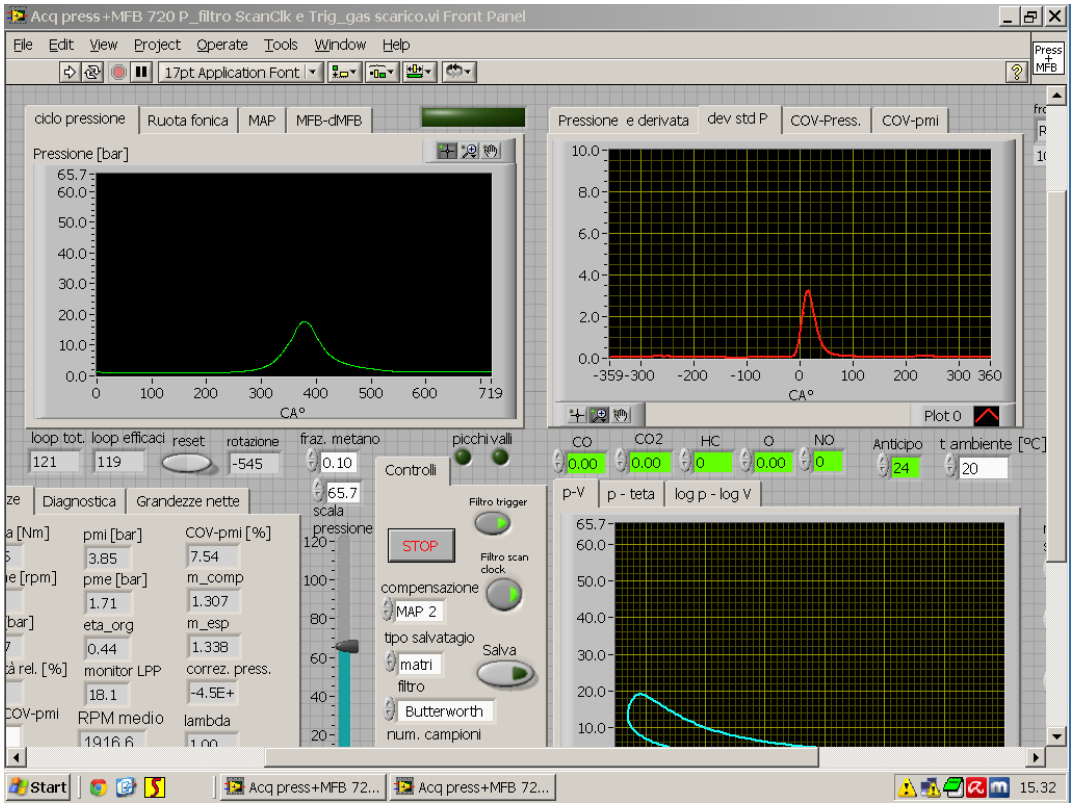


**Figura 3.1.4 VI di visualizzazione dati in tempo reale**

Questo algoritmo chiamato VI (virtual instrument) permette di analizzare in tempo reale i dati acquisiti, visualizzarli graficamente sul monitor del pc e salvare l'insieme dei dati istantaneamente.
Tra i parametri visualizzati si possono elencare:
Pressione (720 valori)
MAP [Pa]
Regime [gir/min]
Coppia [Nm]
MAP medio [Pa]
Umidità relativa [%]
Anticipo di accensione [°]
Lambda
Consumo [kg/h]
Portata d'aria [l/s]
P ambiente [bar]
T ambiente [°C]
tempo iniezione metano [ms]

Il computer ha anche i compito di gestire la centralina di sviluppo installata per variare i parametri di funzionamento del motore. La centralina, Walbro TDD, è di tipo programmabile e consente di creare una mappatura completa ed in grado di sostituire quella originale.
Questa centralina consente la gestione dei tempi iniezione, fasatura iniezione, anticipo di accensione, fino a 6 cilindri, oltre alla gestione della posizione della valvola parzializzatrice, attraverso un quadro di controllo di un software (fig.3.1.5) installato su pc (WinCons).

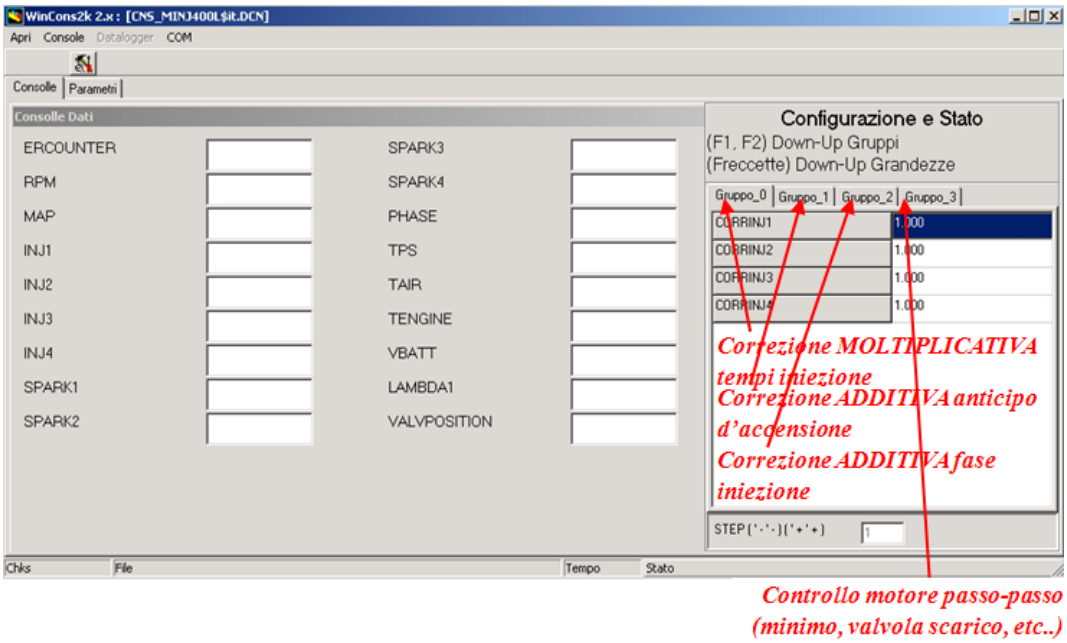


**Figura 3.1.5 Interfaccia WinCons**

Nella postazione è presente anche il quadro di abilitazione ed accensione del motore e l'analizzatore dei gas di scarico.

Come già accennato sul motore sono stati installati una serie di sensori a corredo, tra questi il sensore di pressione in camera di combustione (fig.3.1.6).

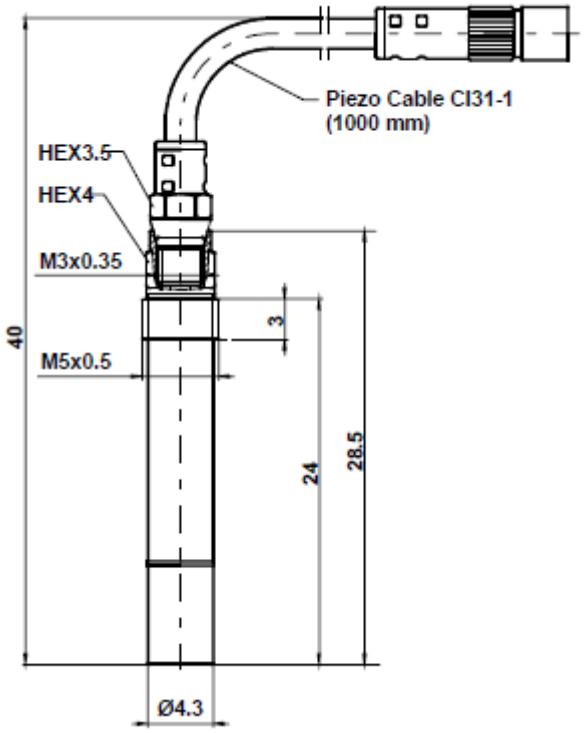


**Figura 3.1.6 Sensore di pressione**

Il trasduttore di pressione utilizzato è prodotto dalla AVL, modello GU313Z, si affaccia direttamente in camera di combustione ed è costituito da un corpo metallico al cui interno è presente un elemento sensibile (piezoelettrico) mentre dalla parte esposta alla camera di combustione si ha un diaframma che separa l'elemento piezoelettrico dal gas. Naturalmente a valle del trasduttore occorre un amplificatore di carica. Presenta un range di misura da 0 a 200bar e resiste a shock maggiori di 2000 g.

Nella figura sottostante viene mostrato il sistema di misurazione della pressione in camera dal motore al software di gestione (fig. 3.1.7).

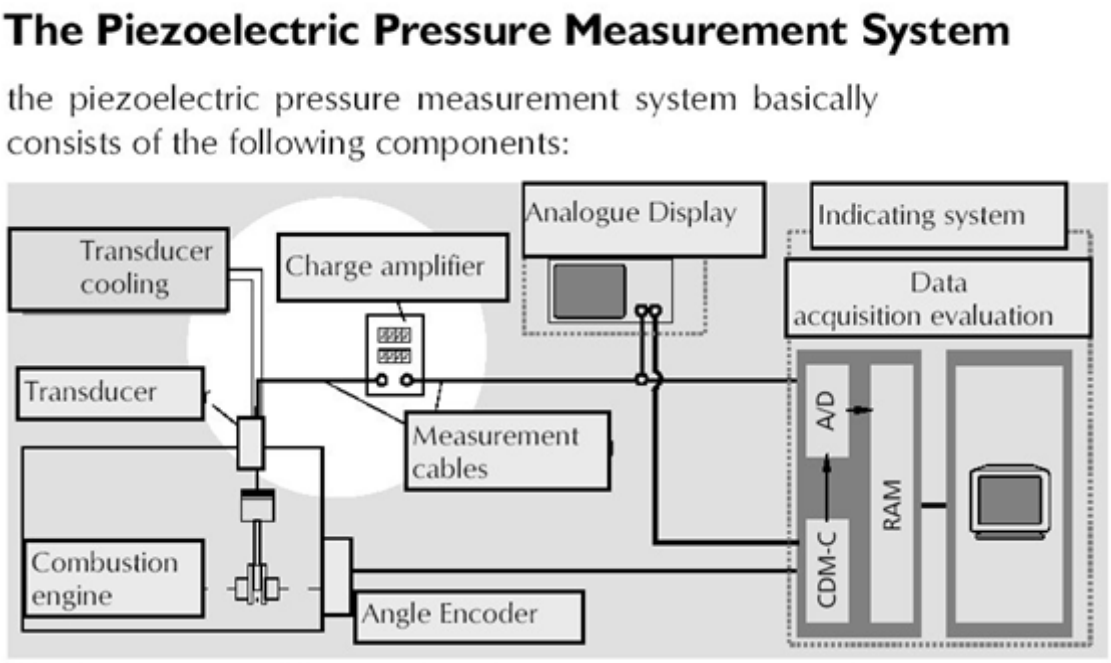


**Figura 3.1.7 Sistema di misura della pressione in camera**

Un altro sensore fondamentale installato sul motore è l'encoder (di tipo ottico) che presenta la caratteristica di fornire due segnali: uno è costituito da un impulso fornito per ogni giro dell'albero motore (utilizzato come segnale di trigger all'acquisizione), l'altro segnale invece è costituito da una serie di impulsi digitali di tipo TTL (360 impulsi per ogni giro dell'albero) Utilizzati come scan clock per l'acquisizione della pressione nel collettore di aspirazione e in camera di combustione. Si ha quindi una acquisizione con una precisione del grado di manovella.

Nel collettore di aspirazione è presente un sensore di pressione MAP "Manifold absolute pressure" (di tipo piezoresistivo), che viene adoperato per la gestione del motore fiat anche quando è sovralimentato. In realtà è possibile ottenere un altro segnale di

pressione attraverso l'AFRecoder (prodotto dalla ECM, serie 2400), che rappresenta un sistema utilizzato per la calibrazione dei motori che fornisce altri parametri tra cui dosatura anticipo di accensione, regime motore (fig. 3.1.8). [15] Questo dispositivo, al fine di determinare la pressione, viene collegato al collettore di aspirazione attraverso un tubicino e il segnale rilevato viene poi inviato alla centralina Walbro. Il collegamento al pc è assicurato tramite cavo dati RS-232.

**Figura 3.1.8 ECM AFRecorder**

Tra i dispositivi utilizzati è anche presente un sensore per il rilevamento del tenore di ossigeno allo scarico del motore, ovvero la sonda UEGO (fig. 3.1.9).

Il funzionamento della sonda NTK UEGO (Universal Exaust Gas Oxigen) avviene confrontando la concentrazione di ossigeno presente nella cella di riferimento del sensore, con il gas combusto che fluisce all'interno della cella di confronto adiacente a quella di riferimento. La centralina fa circolare all'interno della sonda una corrente detta $I_p$ che riequilibra per azione elettrochimica lo stato delle due celle stesse. Il valore di "$I_p$" risulta proporzionale al valore di Lambda. La sonda diventa attiva quando raggiunge la temperatura di circa 300°C, per questo motivo al suo interno è presente una resistenza, che funziona da riscaldatore. Poiché la sonda UEGO non genera un segnale di tipo ON-OFF, come la sonda lambda utilizzata dalla centralina del motore, fornisce informazioni su quanto è ricca o povera la dosatura (sensore a banda larga).

**Figura 3.1.9 Sonda Uego**

La carburazione può essere influenzata dalla pressione atmosferica e dall'umidità dell'aria, per mantenerla attorno ad un certo valore prefissato occorre continuamente correggerla. Per questo si utilizza l'iniezione elettronica che attraverso una centralina regola la quantità di aria e carburante immessa nei cilindri in base al segnale in retroazione fornito dalla sonda lambda.

In funzione di questo parametro la centralina calcola i tempi di apertura degli iniettori con lo scopo, quando il motore è alimentato a gas, di mantenere λ pari ad uno.

Un altro parametro da tenere sotto controllo è la detonazione, per far questo viene utilizzato un sensore piezoelettrico il quale, sfruttando il fenomeno della piezoelettricità, da in uscita un segnale che, opportunamente filtrato, è proporzionale all'entità del fenomeno rilevato.

La piezoelettricità è la proprietà, di alcuni cristalli, di generare una differenza di potenziale quando sono soggetti ad una deformazione meccanica.

Il funzionamento di un cristallo piezoelettrico è abbastanza semplice: quando viene applicata una pressione (o decompressione) esterna, si posizionano, sulle facce opposte del cristallo, cariche di segno opposto. Il cristallo in questo modo si comporta come un condensatore, al quale è stata applicata una differenza di potenziale. Se le due facce vengono collegate tramite un circuito esterno, viene quindi generata una corrente elettrica detta corrente piezoelettrica. Al contrario, quando si applica una differenza di potenziale al cristallo, esso si espande o si contrae. Il sensore è costituito da: un porta sensore, una massa sismica, elementi piezoelettrici, anello di contenimento, preamplificatore (fig.3.1.10).

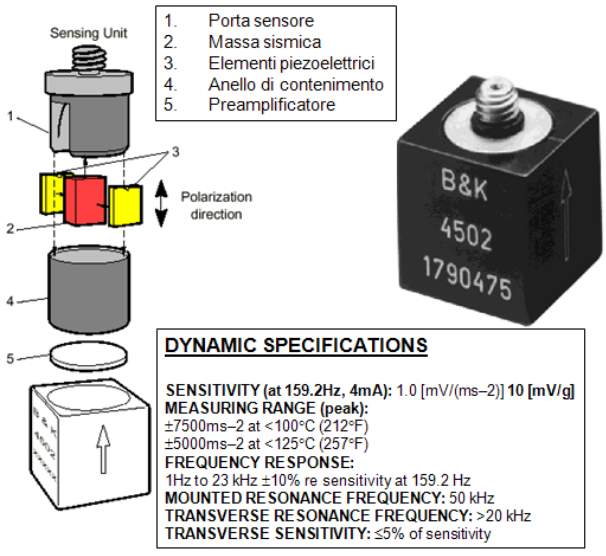


**Figura 3.1.10 Sensore Piezoelettrico**

Sull'involucro esterno è presente una freccia che indica la direzione di montaggio e che rappresenta il senso in cui l'elemento sensibile percepisce le vibrazioni.

Oltre a quello montato di serie dalla casa (tra cilindro 2 e 3) che colloquia con la centralina originale ne è stato posizionato un'altro accanto il cilindro 1 per visualizzare il fenomeno della detonazione all'oscilloscopio.

La massa sismica dell'accelerometro vibra con le stesse frequenze visualizzate all'oscilloscopio. Le onde di pressione dovute alla detonazione si propagano all'interno del blocco motore alla velocità del suono e vengono percepite dalla parte sensibile del sensore con un andamento che varia nel tempo. Le frequenze tipiche della detonazione

vanno dai 5 ai 15kHz mentre la banda di frequenze che analizzeremo andrà dai 3kHz ai 20kHz per essere sicuri di acquisire tutte le frequenze tipiche della detonazione. Naturalmente la frequenza di campionamento sarà almeno dieci volte la frequenza tipica del segnali in ingresso (considereremo 100kHz).

Il segnare in uscita dal sensore piezoelettrico viene anche filtrato da un filtro passa alto e quindi rimossa la componente continua.

Per misurare il consumo di combustibile viene utilizzato il misuratore di portata Promass 80, prodotto dalla Endress Hauser (fig. 3.1.11), ad effetto Coriolis. E' uno strumento di elevata precisione, affidabilità che fornisce direttamente la misura della portata massica attraverso il display e ne invia l'informazione anche al sistema di acquisizione.

**Figura 3.1.11 Misuratore di portata combustibile**

Il misuratore di portata utilizzato consente misurazioni della portata in un range che varia tra 0 e 2000 kg/h. Nella misurazione delle piccole portate di combustibile e in particolare al di sotto dei 0.4 kg/h, lo strumento di misura commette un errore che comincia a rendere la misura poco affidabile. Motivo per cui si è verificato di non scendere al di sotto dei 0.6 kg/h di questo valore limite che rende la misura non affidabile.

Per quanto riguarda la misura della quantità d'aria aspirata dal motore, è possibile utilizzare un misuratore a precessione di vortici (fig 3.1.12).

Per la misura della portata del metano invece, si era pensato all'utilizzo di una linea di misura in parallelo a quella precedente con un ulteriore misuratore (Mini Coriflow), il

quale però presentava un limite superiore di misura dell'ordine di 2kg/h. Valore facilmente superabile, per basse percentuali di metano e per bassi regimi, della miscele double-fuel utilizzate.

Per questo motivo si è deciso di stimare la portata del combustibile gassoso attraverso la caratteristica dell'iniettore, determinata prima della realizzazione delle prove.

Infatti nel funzionamento in modalità double-fuel la portata di combustibile misurata dall'Endress Hauser è solo una porzione di quella complessivamente aspirata dal motore.

Una novità introdotta in questa analisi è stata l'utilizzo del misuratore di portata d'aria. Nei precedenti lavori svolti, la portata d'aria veniva determinata attraverso la dosatura.

In questo modo, nota la portata di aria aspirata e nota la portata del combustibile, è stato possibile determinare l'effettiva dosatura di funzionamento.

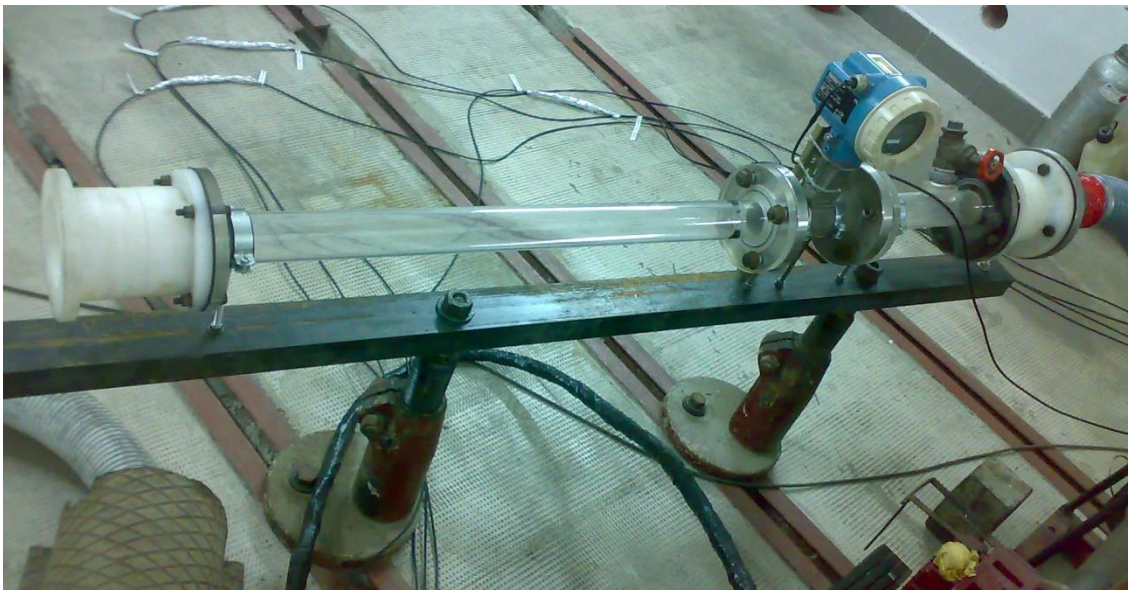

**Figura 3.3.12 Linea di aspirazione con misuratore di portata**

I misuratori di portata a precessione di vortici funzionano in base al principio di Von Karman. Quando un fluido scorre ed incontra un ostacolo, si formano in alternanza dei vortici che si distaccano a destra e sinistra dell'ostacolo con senso di rotazione opposto (fig. 3.3.13).

Ogni vortice genera una bassa pressione locale, le fluttuazioni di pressione sono rilevate dal sensore e convertite in impulsi elettrici.

I vortici sono generati con regolarità entro i limiti applicativi del misuratore.

Di conseguenza, la frequenza di generazione dei vortici è direttamente proporzionale alla portata volumetrica. Il fattore K è impiegato come costante proporzionale: fattore K = impulsi / unità di volume ($dm^3$).

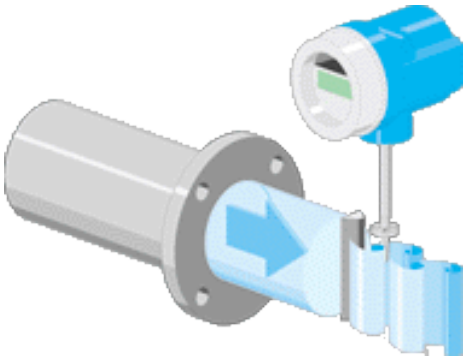

**Figura 3.3.13 Principio di Von Karman**

Entro le soglie applicative, il fattore K dipende solo dalla geometria del dispositivo, non dipende dalla velocità del flusso e dalle relative caratteristiche di viscosità e densità.
Di conseguenza, il fattore K non dipende dal tipo di fluido da misurare, che sia vapore, gas o liquido. Il segnale di misura primario è già digitale (segnale in frequenza) ed è una funzione lineare della portata. Il misuratore di portata viene alimentato tramite un alimentatore a corrente continua alla tensione di 25v.
Questo misuratore di portata presenta un campo di misura affidabile, dichiarato dal costruttore, che va dai 10 l/s ai 170 l/s. Nelle diverse condizioni di funzionamento del motore, il regime di minima portata misurabile dal misuratore, dipende dalla MAP imposta. Da questo si è osservato che è stato possibile effettuare una misura affidabile a partire dai 2500 giri/min per MAP 1 bar, mentre ad esempio a MAP 1.6bar già dai 2000giri/min, grazie alla maggiore quantità di aria aspirato dal motore fin dai bassi regimi.
Un altro dispositivo utilizzato nelle prove, di cui non si è parlato in precedenza, è l'analizzatore di gas di scarico (Motorscan 8020). Quest'ultimo è uno strumento di misura impiegato per la determinazione delle frazioni volumetriche di specifici componenti dei gas di scarico del motore di un veicolo (fig. 3.1.14). Un analizzatore di gas di scarico misura le emissioni di CO, $CO_2$, HC, $O_2$ e $NO_X$ e calcola il valore del parametro λ da frazioni volumetriche dei componenti del gas di scarico.

**Figura 3.1.14 Analizzatore di gas di scarico**

Gli analizzatori campionano nell'infrarosso le emissioni inquinanti di CO, $CO_2$ e HC in ingresso per poi confrontarle con quelle pure delle stesse sostanze, per valutarne la percentuale in volume presente.

Se la combustione della benzina o del metano avvenissero in modo ideale, si produrrebbe solo anidride carbonica e vapore acqueo. Purtroppo, gli accadimenti reali sono ben diversi da quelli ideali per cui vengono prodotte anche molecole inquinanti e velenose.

La combustione, anche se avviene molto rapidamente, non è istantanea ne tanto meno completa, per questo allo scarico sono presenti delle sostanze a grado di ossidazione parziale.

Accanto ad $H_2O$ e $CO_2$, sono presenti anche i prodotti di una combustione incompleta come il monossido di carbonio e gli idrocarburi incombusti.

Alle alte temperature (più di 2000 °C) e alle alte pressioni, nelle zone povere di combustibile della camera di combustione, l'ossigeno oltre a bruciare la benzina può bruciare anche l'azoto $N_2$ dell'aria formando piccole quantità di ossido di azoto NO. Questa sostanza è imprevista perché in sede teorica l'azoto è un gas inerte quindi non dovrebbe partecipare alla reazione di combustione.

Ogni combustibile brucia in camera di combustione con il suo rapporto stechiometrico con l'aria, questo vale 14.7 per la benzina e circa 17 per il metano. Quindi noto il rapporto tra l'aria introdotta e la benzina, si formeranno una determinata quantità di prodotti.

## 3.2 Ambiente LabView

LabVIEW è un linguaggio di programmazione grafica che utilizza "icone" invece di linee di testo per creare applicazioni. Vengono realizzati algoritmi di calcolo chiamati VI (virtual instrument), mediante i quali è possibile creare applicazioni di test e misura, di acquisizione dati, di controllo degli strumenti, di memorizzazione dati, di analisi delle misure e di generazione di rapporti.

In contrasto con i linguaggi di programmazione testuali, in cui le istruzioni determinano l'esecuzione del programma, LabVIEW utilizza la programmazione basata sul flusso di dati, in cui è il flusso stesso a determinare l'esecuzione.

In LabVIEW è possibile realizzare un'interfaccia utente, nota come pannello frontale, utilizzando un insieme di strumenti e di oggetti. E' possibile aggiungere i codici utilizzando la rappresentazione grafica delle funzioni per controllare gli oggetti del pannello frontale.

Lo schema a blocchi contiene questi codici e somiglia in una certa misura ad un diagramma di flusso. In questo lavoro verrà utilizzato per l'analisi dei dati acquisiti attraverso il sistema di acquisizione. [17]

In questo lavoro l'analisi dei dati è stata effettuata attraverso la realizzazione, di un algoritmo di questo tipo, in modo da avere una visione e una gestione rapida dei risultati. In precedenti lavori, attraverso lo stesso strumento, sono stati creati dai relatori i pannelli di controllo e acquisizione sia del motore che del compressore, oltre ad una stazione di analisi di tutte le temperature caratteristiche di funzionamento del motore.

## 3.3 Compressore e sistema di controllo

La sovralimentazione come già accennato viene effettuata mediante un compressore volumetrico trascinato da un motore elettrico, supportato da un sistema di gestione elettronica.

A valle del compressore e stato predisposto un intercooler per l'abbattimento e la stabilizzazione della temperatura dell'aria inviata al collettore di aspirazione del motore.

Ovviamente compressore e impianto di interrefrigerazione, sono realizzati a monte del propulsore. L'aria che viene aspirata dal motore , prima di attraversare il compressore, passa da un condotto su cui è collocato il misuratore di portata e successivamente da una valvola di laminazione a farfalla. La valvola di laminazione può essere comandata in remoto attraverso un cavo e svolge la funzione di valvola di sicurezza.

Lo scambiatore utilizzato nasce del tipo aria/aria, (in passato utilizzato dalla Lancia Delta 1600 turbo benzina), ma utilizzato in laboratorio in modalità aria/acqua (fig. 3.3.1).

**Figura 3.3.1 Intercooler aria-acqua**

La giustificazione di ciò deriva dal fatto che all'interno del box motori non essendo disponibile un flusso d'aria idoneo, ovvero simile a quello che investe la vettura in movimento, è stato necessario optare per la soluzione aria/acqua, che garantisce un maggiore scambio termico.

L'intercooler quindi è stato alloggiato all'interno di un recipiente e immerso completamente d'acqua, che a sua volta è stata posta in continuo ricircolo. Il livello dell'acqua all'interno del recipiente, pur garantendo il continuo ricircolo, è stato mantenuto costante da un sistema automatico a galleggiante.

Il compressore utilizzato è un volumetrico a lobi di tipo roots serie BLW 80-2, prodotto dalla Amarù per conto della Finder Pompe (fig.3.3.2). Dalla figura è possibile notare a sinistra il compressore roots e a destra il motore brushless. Il compressore è realizzato con un basamento in ghisa all'interno del quale sono posti in rotazione due rotori a tre lobi con profilo coniugato, sincronizzati tramite una coppia di ruote dentate elicoidali. [18]

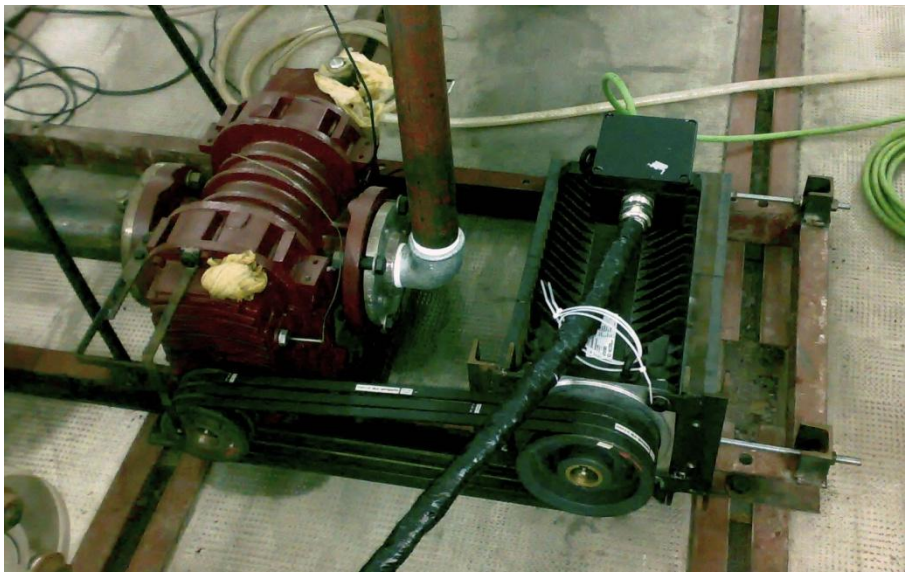

**Figura 3.3.2 Gruppo compressore roots e motore brushless**

Per ogni rotazione completa, il compressore, sposta 6 volte la cilindrata di gas aspirata.

La portata totale è quindi proporzionale al numero di giri di rotazione della macchina.

Le caratteristiche della serie di compressori cui appartiene quello impiegato in questa sperimentazione vengono riportare nelle figure successive (fig. 3.3.3 e fig. 3.3.4).

| Tipo<br><br>Type | Campo di selezione portata aspirata<br><br>Suction Capacity<br><br>min/max (m3/h) | Pressione differenziale max.<br><br>Max. differential pressure<br><br>m.bar | Temperatura max.<br><br>Max. Temperature<br><br>( C) | Temperatura max. diff.<br><br>Max. diff. temperature<br><br>( C) |
|---|---|---|---|---|
| BLW 65-1 | 50 - 220 | 900 | 130 | 110 |
| BLW 65-1A | 70 - 285 | 900 | 130 | 110 |
| BLW 80-2 | 90 - 475 | 900 | 130 | 110 |
| BLW 80-3 | 160 - 630 | 1000 | 130 | 110 |
| BLW 100-4 | 220 - 820 | 1000 | 130 | 110 |
| BLW 100-5 | 330 - 1100 | 1000 | 130 | 110 |
| BLW 125-8 | 350 - 1800 | 1000 | 130 | 110 |
| BLW 150-11 | 500 - 2360 | 1000 | 130 | 110 |

| | |
|---|---|
| Rapporto di compressione = 2 | Compression ratio = 2 |
| Pressione di aspirazione: da 500 a 1000 m.bar ass. | Inlet pressure: from 500 to 1000 m.bar abs. |
| Nota:<br>Per ogni grandezza viene fornita a parte una dettagliata scheda tecnica | Note:<br>A detailed data sheet will be supplied for each size |

**Figura 3.3.3 Scheda modello compressore**

## UM & SL servo motor (UL recog.) technical specifications — For 3 Phase VPWM Drives 380 - 480Vrms

**Unimotors with Encoder Feedback**
**Δt = 100 degC, 40 degC ambient**

Stall torque, stall current; Kt; Ke; rated torque and power relate to maximum continuous operation in a 40 °C ambient

All data subject to +/-10% tolerance

| Motor Frame Size (mm) | 75 | | | | 95 | | | | | 115 | | | | | 142 | | | | | 190 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **All Speeds** / Frame Length | A | B | C | D | A | B | C | D | E | A | B | C | D | E | A | B | C | D | E | A | B | C | D |
| Continuous Stall Torque (Nm) | 1.2 | 2.2 | 3.1 | 3.9 | 2.3 | 4.3 | 5.9 | 7.5 | 9.0 | 3.5 | 6.6 | 9.4 | 12.4 | 15.3 | 6.3 | 10.8 | 15.3 | 19.8 | 23.4 | 21.8 | 41.1 | 58.7 | 73.2 |
| Peak Torque (Nm) | 3.6 | 6.6 | 9.3 | 11.7 | 6.9 | 12.9 | 17.7 | 22.5 | 27.0 | 10.5 | 19.8 | 28.2 | 37.2 | 45.9 | 18.9 | 32.4 | 45.9 | 59.4 | 70.2 | 65.4 | 123 | 176 | 219 |
| High Inertia (kgcm²) | 1.2 | 1.6 | 2.1 | 2.5 | 3.5 | 4.5 | 5.6 | 6.7 | 7.8 | 9.7 | 12.0 | 14.3 | 16.6 | 18.8 | 21.6 | 28.0 | 34.3 | 40.7 | 47.0 | 93.5 | 141 | 188 | 235 |
| Standard Inertia (kgcm²) | 0.6 | 1.0 | 1.5 | 1.9 | 1.4 | 2.5 | 3.6 | 4.7 | 5.8 | 3.2 | 5.5 | 7.8 | 10.0 | 12.3 | 7.8 | 14.1 | 20.5 | 26.8 | 33.1 | 50.0 | 97.0 | 144 | 191 |
| Weight (kg) | 3.0 | 3.7 | 4.4 | 5.1 | 5.0 | 6.1 | 7.2 | 8.3 | 9.5 | 6.5 | 8.2 | 9.9 | 11.6 | 13.2 | 10.9 | 13.2 | 15.5 | 17.8 | 20.5 | 26.0 | 33.0 | 40.0 | 48.0 |
| Winding Thermal Time Const.(sec) | 81 | 74 | 94 | 100 | 172 | 168 | 183 | 221 | 228 | 175 | 185 | 198 | 217 | 241 | 213 | 217 | 275 | 301 | 365 | 240 | 242 | 319 | 632 |
| Maximum Cogging (Nm) | 0.02 | 0.03 | 0.04 | 0.05 | 0.03 | 0.06 | 0.08 | 0.10 | 0.13 | 0.06 | 0.10 | 0.14 | 0.18 | 0.21 | 0.09 | 0.16 | 0.23 | 0.30 | 0.35 | 0.30 | 0.54 | 0.72 | 0.99 |
| **Rated Speed 2000 (rpm)** | | | | | | | Kt (Nm/A) | 2.10 | | | | | | | | | | | | Kt (Nm/A) 2.26 | | | |
| $Ke_{(NOM)}$ =147 V/krpm | | | | | | | Ke (V/krpm) | 129 | | | | | | | | | | | | Ke (V/krpm) 138 | | | |
| Rated Torque (Nm) | 1.1 | 2.1 | 3.0 | 3.8 | 2.2 | 4.0 | 5.5 | 6.9 | 8.2 | 3.2 | 6.1 | 8.7 | 10.8 | 14.0 | 5.9 | 10.3 | 14.6 | 18.4 | 21.3 | 20.0 | 36.9 | 50.4 | 54.7 |
| Continuous Stall Current (A) | 0.6 | 1.0 | 1.5 | 1.9 | 1.1 | 2.0 | 2.8 | 3.6 | 4.3 | 1.7 | 3.1 | 4.5 | 5.9 | 7.3 | 3.0 | 5.1 | 7.3 | 9.4 | 11.1 | 9.6 | 18.2 | 26.0 | 32.4 |
| Rated Power (kW) | 0.23 | 0.44 | 0.63 | 0.80 | 0.46 | 0.84 | 1.15 | 1.45 | 1.72 | 0.67 | 1.28 | 1.82 | 2.26 | 2.93 | 1.24 | 2.16 | 3.06 | 3.85 | 4.46 | 4.19 | 7.73 | 10.6 | 11.5 |
| R (ph-ph) (Ohms) | 144 | 48.2 | 25.0 | 15.7 | 59.0 | 17.0 | 9.90 | 6.00 | 4.30 | 27.8 | 8.55 | 4.55 | 2.96 | 2.17 | 12.5 | 3.60 | 2.10 | 1.35 | 0.98 | 1.80 | 0.56 | 0.33 | 0.23 |
| L (ph-ph) (mH) | 214 | 99.2 | 59.2 | 44.7 | 131 | 54.5 | 36.5 | 25.6 | 18.9 | 94.6 | 40.5 | 25.7 | 18.6 | 14.7 | 58.0 | 29.8 | 18.7 | 13.6 | 10.7 | 28.1 | 13.0 | 8.90 | 6.30 |
| **Rated Speed 3000 (rpm)** | | | | | | | Kt (Nm/A) | 1.40 | | | | | | | | | | | | Kt (Nm/A) 1.51 | | | |
| $Ke_{(NOM)}$ = 98 V/krpm | | | | | | | Ke (V/krpm) | 86.8 | | | | | | | | | | | | Ke (V/krpm) 92.3 | | | |
| Rated Torque (Nm) | 1.1 | 2.0 | 2.8 | 3.5 | 2.0 | 3.9 | 5.4 | 6.8 | 8.1 | 3.0 | 5.5 | 8.1 | 10.4 | 12.6 | 5.4 | 9.0 | 12.2 | 15.8 | 18.0 | 19.2 | 33.0 | 35.0 | 36.8 |
| Continuous Stall Current (A) | 0.9 | 1.6 | 2.2 | 2.8 | 1.6 | 3.1 | 4.2 | 5.4 | 6.4 | 2.5 | 4.7 | 6.7 | 8.8 | 10.9 | 4.5 | 7.7 | 10.9 | 14.1 | 16.7 | 14.5 | 27.3 | 39.0 | 48.6 |
| Rated Power (kW) | 0.35 | 0.63 | 0.88 | 1.10 | 0.63 | 1.23 | 1.70 | 2.14 | 2.54 | 0.94 | 1.73 | 2.54 | 3.27 | 3.96 | 1.70 | 2.63 | 3.83 | 4.96 | 5.65 | 6.03 | 10.4 | 11.0 | 11.6 |
| R (ph-ph) (Ohms) | 60.8 | 20.1 | 10.5 | 7.5 | 24.5 | 6.80 | 4.00 | 2.60 | 2.00 | 12.6 | 3.86 | 2.02 | 1.40 | 1.10 | 5.63 | 1.72 | 0.94 | 0.61 | 0.44 | 0.79 | 0.30 | 0.14 | 0.09 |
| L (ph-ph) (mH) | 98.4 | 41.8 | 27.6 | 19.7 | 57.9 | 24.3 | 15.5 | 10.9 | 8.50 | 43.1 | 18.6 | 11.4 | 8.60 | 7.40 | 31.0 | 13.3 | 8.30 | 6.10 | 4.80 | 13.2 | 6.11 | 3.60 | 2.46 |
| **Rated Speed 4000 (rpm)** | | | | | | | Kt (Nm/A) | 1.05 | | | | | | | | | | | | Kt (Nm/A) 1.13 | | | |
| $Ke_{(NOM)}$ = 73.5 V/krpm | | | | | | | Ke (V/krpm) | 64.4 | | | | | | | | | | | | Ke (V/krpm) 69.2 | | | |
| Rated Torque (Nm) | 1.0 | 1.7 | 2.3 | 2.9 | 1.8 | 3.0 | 4.0 | 4.9 | 5.7 | 2.5 | 4.7 | 6.3 | 7.5 | 8.7 | 3.6 | 7.0 | 8.9 | 10.7 | 12.2 | ▲ | ▲ | ▲ | N/A |
| Continuous Stall Current (A) | 1.1 | 2.1 | 2.9 | 3.7 | 2.2 | 4.1 | 5.6 | 7.1 | 8.6 | 3.3 | 6.3 | 8.9 | 11.8 | 14.6 | 6.0 | 10.3 | 14.6 | 18.8 | 22.3 | | | | |
| Rated Power (kW) | 0.42 | 0.71 | 0.96 | 1.21 | 0.75 | 1.26 | 1.68 | 2.05 | 2.39 | 1.05 | 1.97 | 2.64 | 3.14 | 3.64 | 1.51 | 2.93 | 3.73 | 4.48 | 5.11 | | | | |
| R (ph-ph) (Ohms) | 36.8 | 10.5 | 6.30 | 4.20 | 12.7 | 4.08 | 2.10 | 1.50 | 1.03 | 6.91 | 2.14 | 1.16 | 0.73 | 0.57 | 3.12 | 1.00 | 0.53 | 0.35 | 0.24 | | | | |
| L (ph-ph) (mH) | 54.9 | 24.8 | 14.9 | 10.8 | 31.5 | 13.6 | 8.50 | 6.30 | 4.80 | 23.5 | 10.2 | 6.60 | 4.70 | 3.90 | 17.6 | 7.50 | 4.70 | 3.60 | 2.70 | | | | |
| **Rated Speed 6000 (rpm)** | | | | | | | Kt (Nm/A) | 0.70 | | | | | | | | | | | | | | | |
| $Ke_{(NOM)}$ = 49.0 V/krpm | | | | | | | Ke (V/krpm) | 42.9 | | | | | | | | | | | | | | | |
| Rated Torque (Nm) | 0.9 | 1.6 | 2.1 | 2.6 | 1.3 | 2.1 | 2.8 | 3.3 | 3.7 | 2.2 | 4.0 | 5.1 | ▲ | N/A | 2.9 | 4.5 | ▲ | ▲ | N/A | | | | |
| Continuous Stall Current (A) | 1.7 | 3.1 | 4.4 | 5.6 | 3.3 | 6.1 | 8.4 | 10.7 | 12.8 | 5.0 | 9.4 | 13.4 | | | 9.0 | 15.4 | | | | | | | |
| Rated Power (kW) | 0.57 | 1.01 | 1.32 | 1.63 | 0.82 | 1.32 | 1.76 | 2.07 | 2.32 | 1.38 | 2.51 | 3.20 | | | 1.82 | 2.83 | | | | | | | |
| R (ph-ph) (Ohms) | 15.0 | 5.00 | 2.66 | 1.90 | 5.45 | 1.82 | 1.05 | 0.62 | 0.48 | 3.1 | 0.97 | 0.50 | | | 1.42 | 0.46 | | | | | | | |
| L (ph-ph) (mH) | 24.0 | 10.6 | 6.80 | 4.80 | 14.1 | 6.00 | 3.80 | 2.70 | 2.10 | 15.54 | 4.81 | 2.94 | | | 7.72 | 3.44 | | | | | | | |

N/A Not available ▲ Consult factory

The information contained in this specification is for guidance only and does not form part of any contract.
CT Dynamics Limited have an ongoing process of development and reserve the right to change the specification without notice.

Figura 3.3.4 Scheda caratteristiche compressore

Il compressore è trascinato, attraverso un sistema a cinghie e pulegge da un motore elettrico di tipo brushless (senza spazzole) prodotto dalla Control Techniques ed in particolare un Unimotor UM modello 190UMD200 (fig. 3.3.5).

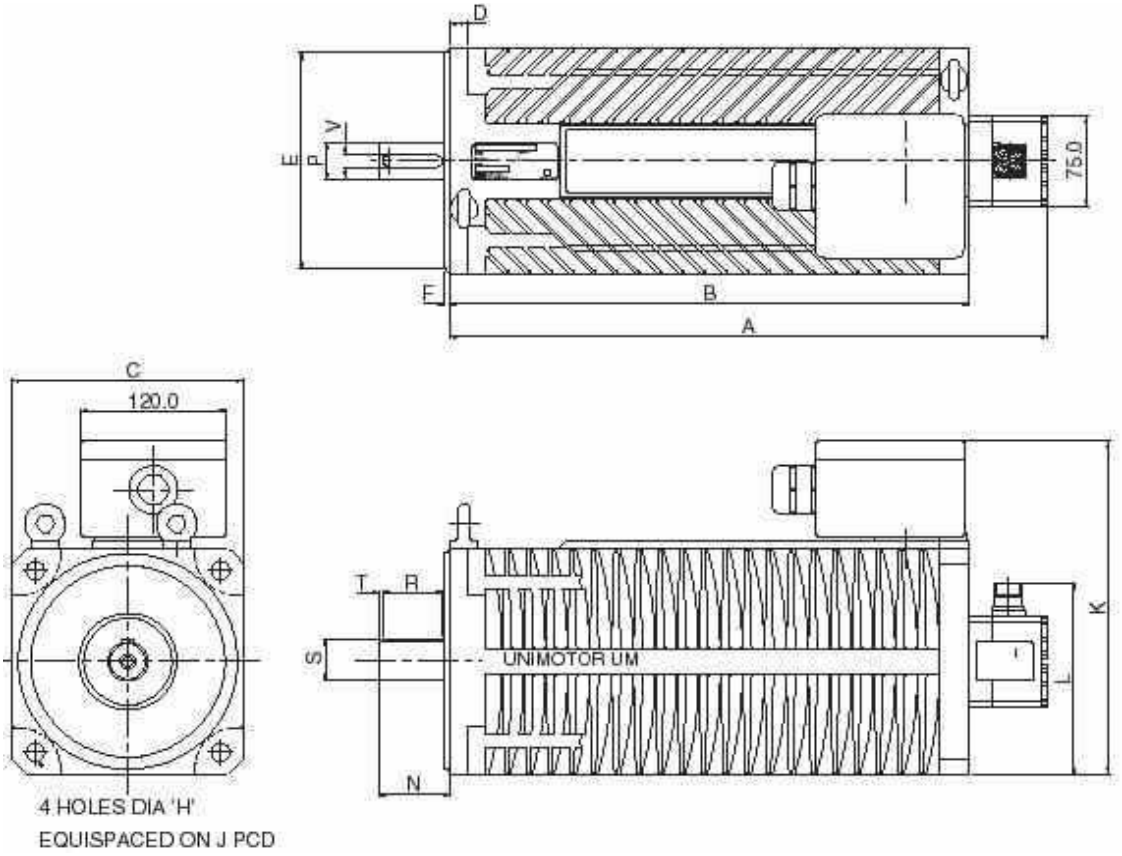


**Figura 3.3.5 Motore brushless**

Il dispositivo di controllo elettronico è costituito da un inverter prodotto dalla Control Techniques, modello Unidrive SP modello UDSP2402 (fig. 3.3.6).

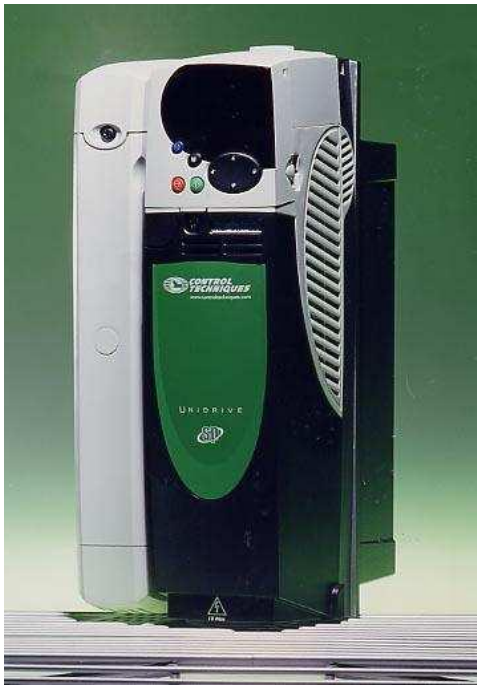


**Figura 3.3.6 Unidrive di controllo bruschless**

Il motore brushless è un motore elettrico a magneti permanenti che non ha bisogno di contatti elettrici striscianti sull'albero per funzionare, in quanto sul rotore non vi sono circuiti elettrici. Questo causa una minore resistenza meccanica ed elimina la possibilità che si formino scintille durante il moto rotativo dell'albero.

La corrente viene commutata negli avvolgimenti dello statore e tutti i parametri di alimentazione come la tensione, intensità della corrente, frequenza e sequenza delle fasi, vengono gestiti elettronicamente da un dispositivo posto

all'esterno del motore e che prende il nome di driver o inverter. Inoltre, l'inversione elettronica della corrente e assicurata attraverso un banco di transistor di potenza comandati da un microcontrollore che verifica la commutazione della corrente. Il controllore è collegato ad un encoder per conoscere l'esatta posizione angolare del rotore rispetto allo statore.

L'unidrive, che viene gestito tramite tastiera o da display di bordo, possiede una serie di variabili tali da rendere molto flessibile l'utilizzo del motore da parte dell'operatore. In questa analisi il comando e la trasmissione dei dati avviene in remoto.

Questo è permesso attraverso cavi dati che trasportano segnali con ampiezza di 0-10V, o anche -10÷+10 (fig. 3.3.7). [19]

**380-480 Vc.a. +/- 10% (kW a 400 V) (HP a 460 V)**

| | | Servizio normale | | | Servizio gravoso | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Taglia | Tipo | Corrente max in serv. continuo (A) | Potenza tipica di uscita motore (kW) (HP) | | Corrente max in serv. continuo (A) | Potenza tipica di uscita motore (kW) (HP) | |
| 0 | SP0401 | - | - | - | 1.3 | 0.37 | 0.5 |
| | SP0402 | - | - | - | 1.7 | 0.55 | 0.75 |
| | SP0403 | - | - | - | 2.1 | 0.75 | 1 |
| | SP0404 | - | - | - | 3 | 1.1 | 1.5 |
| | SP0405 | - | - | - | 4.2 | 1.5 | 2 |
| 1 | SP1401 | 2.8 | 1.1 | 1.5 | 2.1 | 0.75 | 1 |
| | SP1402 | 3.8 | 1.5 | 2 | 3 | 1.1 | 1.5 |
| | SP1403 | 5 | 2.2 | 3 | 4.2 | 1.5 | 3 |
| | SP1404 | 6.9 | 3 | 5 | 5.8 | 2.2 | 3 |
| | SP1405 | 8.8 | 4 | 5 | 7.6 | 3 | 5 |
| | SP1406 | 11 | 5.5 | 7.5 | 9.5 | 4 | 5 |
| 2 | SP2401 | 15.3 | 7.5 | 10 | 13 | 5.5 | 7.5 |
| | SP2402 | 21 | 11 | 15 | 16.5 | 7.5 | 10 |
| | SP2403 | 29 | 15 | 20 | 25 | 11 | 20 |
| | SP2404 | 29 | 15 | 20 | 29 | 15 | 20 |
| 3 | SP3401 | 35 | 18.5 | 25 | 32 | 15 | 25 |
| | SP3402 | 43 | 22 | 30 | 40 | 18.5 | 30 |
| | SP3403 | 56 | 30 | 40 | 46 | 22 | 40 |
| 4 | SP4401 | 68 | 37 | 50 | 60 | 30 | 50 |
| | SP4402 | 83 | 45 | 60 | 74 | 37 | 60 |
| | SP4403 | 104 | 55 | 75 | 96 | 45 | 75 |
| 5 | SP5401 | 138 | 75 | 100 | 124 | 55 | 100 |
| | SP5402 | 168 | 90 | 125 | 156 | 75 | 125 |
| 6 | SP6401 | 205 | 110 | 150 | 180 | 90 | 150 |
| | SP6402 | 236 | 132 | 200 | 210 | 110 | 150 |

www.controltechniques.com

**Figura 3.3.7 Caratteristiche Unidrive SP2402**

La logica sfruttata per il controllo del motore in questa analisi prevede il controllo di velocità in loop chiuso. Il driver fa ruotare il motore con una data legge oraria (imposta), ne verifica la correttezza attraverso l'encoder, ed adegua i parametri di alimentazione sulla base agli imput fino a quando non si violano le condizioni di sicurezza.

Il sistema di controllo del motore è leggermente sottodimensionato rispetto al brushless, questa limitazione, anche se contiene le capacità operative del motore, garantisce un margine di sicurezza per la vita dello stesso.

Tutti i cavi del driver, sia quelli di alimentazione che quelli trasportatori di dati, sono schermati perché il sistema propulsivo, all'interno del laboratorio, provoca disturbi elettromagnetici.

Per il trasporto dei segnali vengono utilizzati dei cavi coassiali con connettori BNC. Per evitare che il disturbo arrivi ai sistemi di acquisizione, tutti i cavi sono stati dotati di filtri RC passa-basso.

Il sistema motore elettrico-compressore è gestito in un notebook da un algoritmo di calcolo realizzato in LabView. Il notebook è provvisto di una scheda di acquisizione della National Instruments, modello DAQ CARD 6062, le cui caratteristiche sono: frequenza massima di campionamento pari a 500 kS/s (in multiplexing), 8 canali e risoluzione di 12 bit. La semplice interfaccia grafica del VI permette di controllare rapidamente e semplicemente il sistema, consente di visualizzare parametri come coppia e velocità del motore brusshless e presenta due switch per passare da controllo regime a controllo MAP e da loop chiuso a loop aperto (fig. 3.3.8).

**Figura 3.3.8 Pannello virtuale per il controllo del compressore**

Il sistema può operare seguendo tre diverse logiche di funzionamento, ovvero: loop aperto, controllo MAP in loop chiuso, controllo regime in loop chiuso. Con la modalità in

loop aperto il motore brushless può ruotare alla velocità desiderata. La seconda opzione, ovvero controllo MAP in loop chiuso, consente di imporre al sistema il mantenimento di una determinata pressione all'interno del collettore di aspirazione del motore.

Nel controllo regime in loop chiuso invece, la variabile obbiettivo e rappresentata dalla velocità di rotazione del compressore che viene mantenuta in un rapporto fisso con quella del rotore.

L'impostazione dell'apparato di sovralimentazione è stato realizzato in analisi precedenti a questa e nella scelta del sistema di controllo  in loop chiuso del compressore si è optato per l'utilizzo di un controllore di tipo "PI". Nella logica di controllo del regolatore PI (Proporzionale Integrale), in funzione dell'errore determinato e dal suo andamento temporale, il dispositivo è in grado di far reagire il sistema annullando l'errore stesso. La reazione all'errore può essere regolata sia in modo proporzionale che integrativo permettendo una buona versatilità de sistema. [20]

Nella figura seguente è possibile osservare, da sinistra verso destra, il BNC 21.20 a cui è collegata la scheda di acquisizione, il notebook in cui è installato il software di gestione del compressore e infine l'analizzatore dei gas di scarico.

**Figura 3.3.9 Sistema di controllo compressore e rilevatore di gas di scarico**

Alla fine dell'acquisizione i dati salvati per ogni singola prova effettuata sono inseriti all'interno di un file di testo. I dati salvati nel file di testo sono sostanzialmente: MAP, regime e coppia del Bruschless.

## 3.4 Sistema di controllo e acquisizione temperature

A corredo del banco prova motori è presente una postazione in cui vengono tenute sotto esame le temperature ritenute di maggior interesse per il funzionamento del sistema (fig. 3.4.1). Come si può osservare dalla figura è presente un notebook in cui è installato il software di gestione delle temperature, l'alimentatore del misuratore di portata d'aria aspirata e a destra l'oscilloscopio per il controllo della detonazione.

Anche questa postazione di acquisizione sfrutta un algoritmo digitale sviluppato su LabView che consente di acquisire i livelli di temperatura nelle diverse condizioni di funzionamento e segnalare il superamento dei livelli di temperatura attraverso segnali di allarme (fig. 3.4.2).

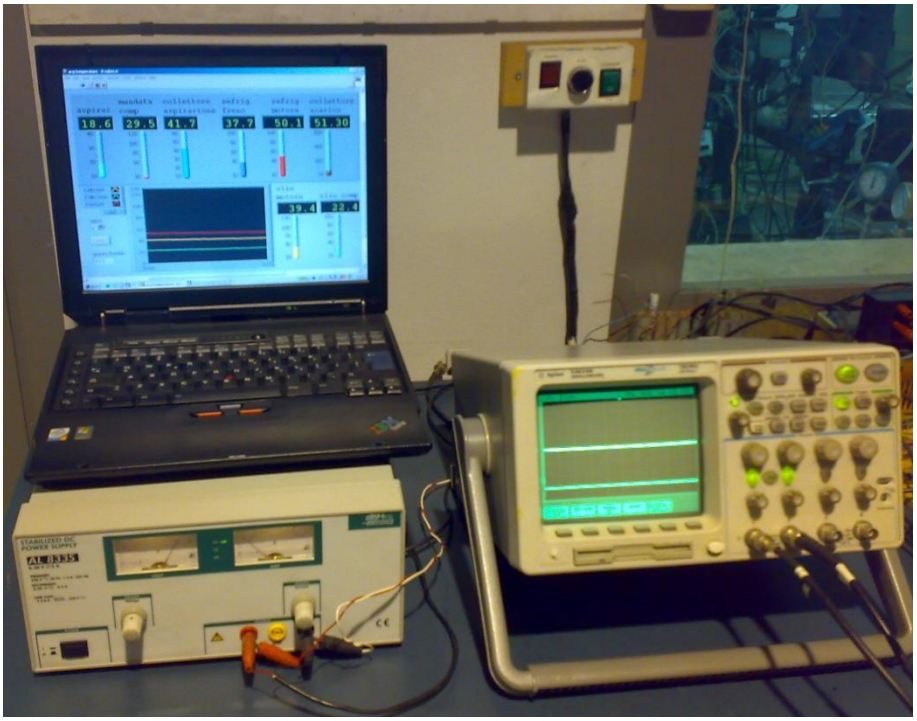

**Figura 3.4.1. Sistema di controllo temperature**

**Figura 3.4.2 Pannello virtuale del controllo delle temperature**

Il software di gestione si interfaccia ai sensori di temperatura attraverso un datalogger per termocoppie, modello TC-08 della Pico Technology, il quale riceve i segnali analogici provenienti dalle termocoppie, li elabora e li converte in informazioni digitali inviandoli al computer attraverso una porta USB.

Le temperature acquisite dal sistema sono:

T aria aspirazione compressore [°C]

T mandata compressore [°C]

T collettore di aspirazione motore [°C]

T refrigerane freno [°C]

T refrigerante motore [°C]

T collettore di scarico [°C]

T olio motore [°C]

T gas di scarico [°C]

L'insieme di questi dati acquisiti vengono salvati in colonne di una matrice su un file di testo per poi essere rianalizzati insieme ai dati motore fiat e a quelli del Brushless.

Al fine di eseguire in modo accurato ed attento lo svolgimento delle prove, è stato indispensabile l'impiego di tre operatori dediti ciascuno all'esecuzione di una mansione.

In particolare un primo addetto gestisce tramite software il sistema di iniezione, il carico, l'anticipo ed altri parametri necessari alla determinazione delle condizioni di funzionamento del motore; un secondo operatore gestisce il sistema di sovralimentazione e l'acquisizione dei gas di scarico; l'ultimo operatore svolge il ruolo di osservatore dell'andamento delle temperature attraverso un computer e la verifica della presenza di fenomeni di combustione anomala attraverso un oscilloscopio.

## 3.5 Sistema d'iniezione metano

La combustione double-fuel prevede l'iniezione contemporanea di gas e benzina L'iniezione del GNC viene gestita attraverso un software appositamente creato in ambiente LabView.

Anche gli iniettori benzina iniettano una porzione di benzina che può essere gestita dall'operatore, attraverso il software di gestione della centralina.

La conoscenza della curva caratteristica degli iniettori permette di determinare l'esatta quantità di gas da iniettare in funzione del tempo di apertura dell'otturatore.

La caratteristica dell'iniettore GNC, rispetto a quella del benzina, presenta una zona non lineare in corrispondenza di piccoli tempi di apertura dell'otturatore.

L'otturatore presente all'interno dell'iniettore, tende ad urtare contro le pareti della camera all'interno del quale scorre e in modo più evidente per piccoli tempi d'iniezione.

Per determinare la curva caratteristica dell'iniettore occorre definire, attraverso l'utilizzo del misuratore di portata, la massa iniettata (g/ciclo) in funzione dei tempi di iniezione.

La caratteristica in passato è stata determinata fino a tempi di apertura dell'iniettore corrispondenti a 5 ms, per diversi regimi di funzionamento (fig.3.5.1). [21]

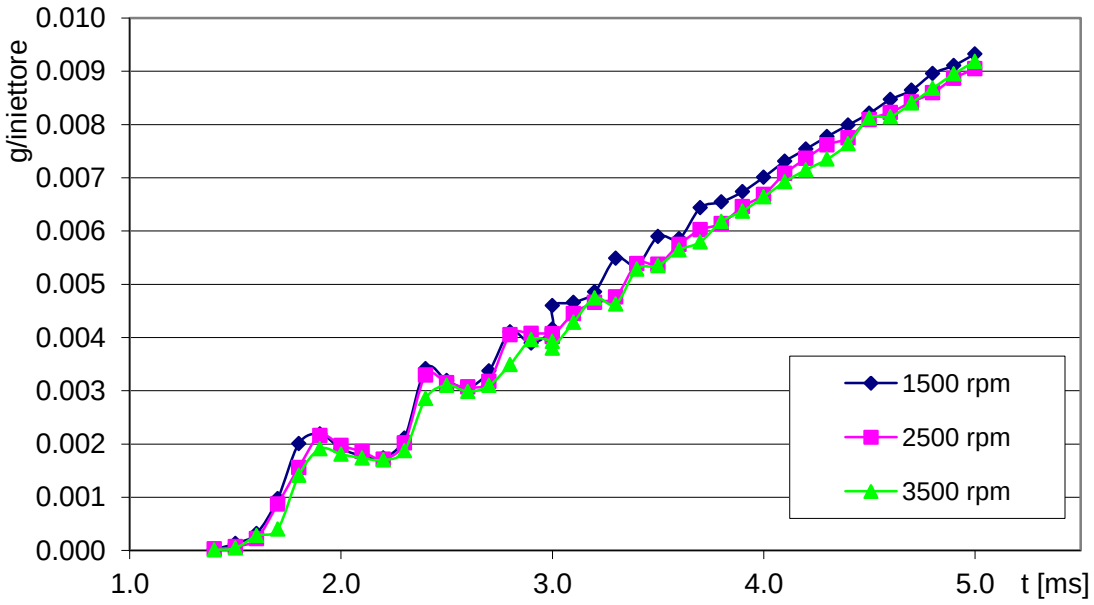


**Figura 3.5.1 Caratteristica iniettori metano**

Nel momento in cui si sovralimenta, la massa di gas iniettato aumenta e di conseguenza il tempo d'iniezione.

In questo caso, per conoscere la corrispondenza tra il tempo d'iniezione e la massa inietta oltre i 5 ms occorre prolungare linearmente la caratteristica per tempi più alti.

Per avere conferma della linearità della caratteristica, sono state effettuate delle prove per tre diversi regimi e variando la MAP fino a valori desiderati. I regimi utilizzati sono 1500, 3000 e 4500 giri/min. Le MAP utilizzate vanno da 0.5 bar a 0.9 e da 1 bar a 1.6 con incrementi di 0.2 per volta, ovvero 7 valori di MAP per ogni regime.

La caratteristica ottenuta non è altro che il prolungamento di quella precedente (fig. 3.5.2).

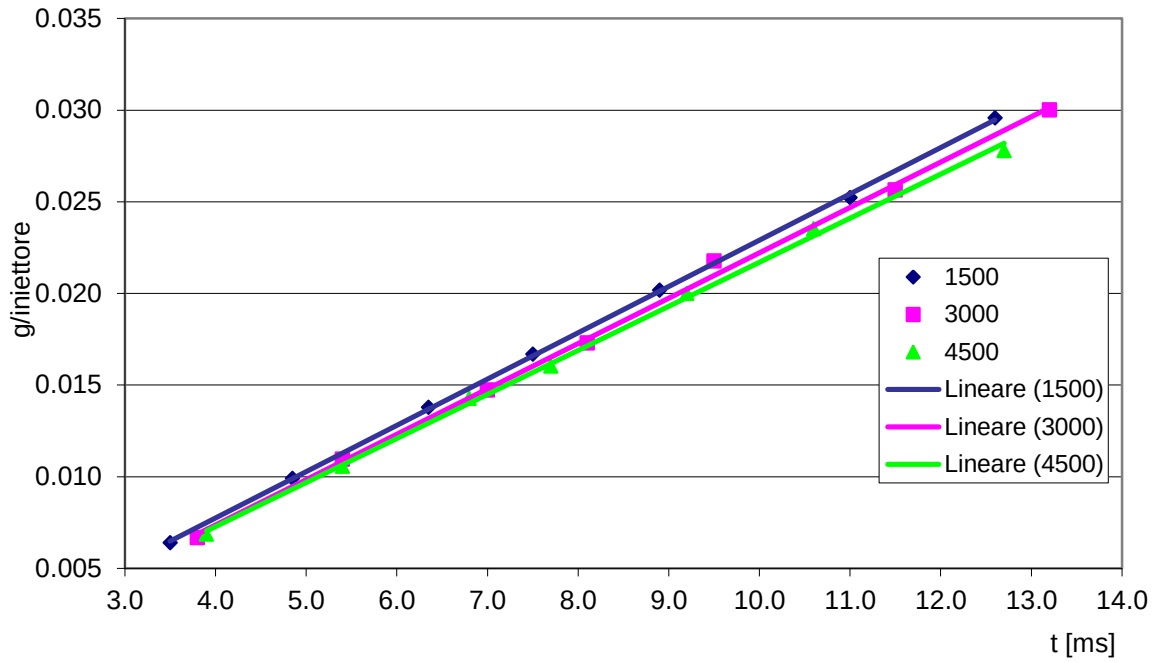


**Figura 3.5.2 Estensione caratteristica iniettore per tempi superiori ai 5 ms**

I dati ottenuti, successivamente sono stati implementati nel software di gestione utilizzato per il controllo degli iniettori.

Come detto in precedenza, è possibile misurare la portata d'aria e quella di benzina, ma non la massa di metano.

A livello operativo, attraverso il software di gestione, viene imposta l'iniezione di una certa massa di metano da iniettare in funzione della frazione "f" di gas presente nella miscela double-fuel, mantenendo sempre $\lambda$ pari ad 1.

La frazione f è determinata come:

$$f = \frac{m_g}{m_g + m_b}$$

Dove $m_g$ è la massa di gas, mentre $m_b$ è la massa di benzina.

Determinato $m_g$ risulta noto anche il tempo d'iniezione attraverso la caratteristica dell'iniettore.

Attraverso il software di gestione della centralina elettronica, è stata anche abilitata la mappa per consentire il funzionamento del motore con lambda sempre pari ad 1 anche a pressioni maggiori di quella ambiente (fig 3.5.3).

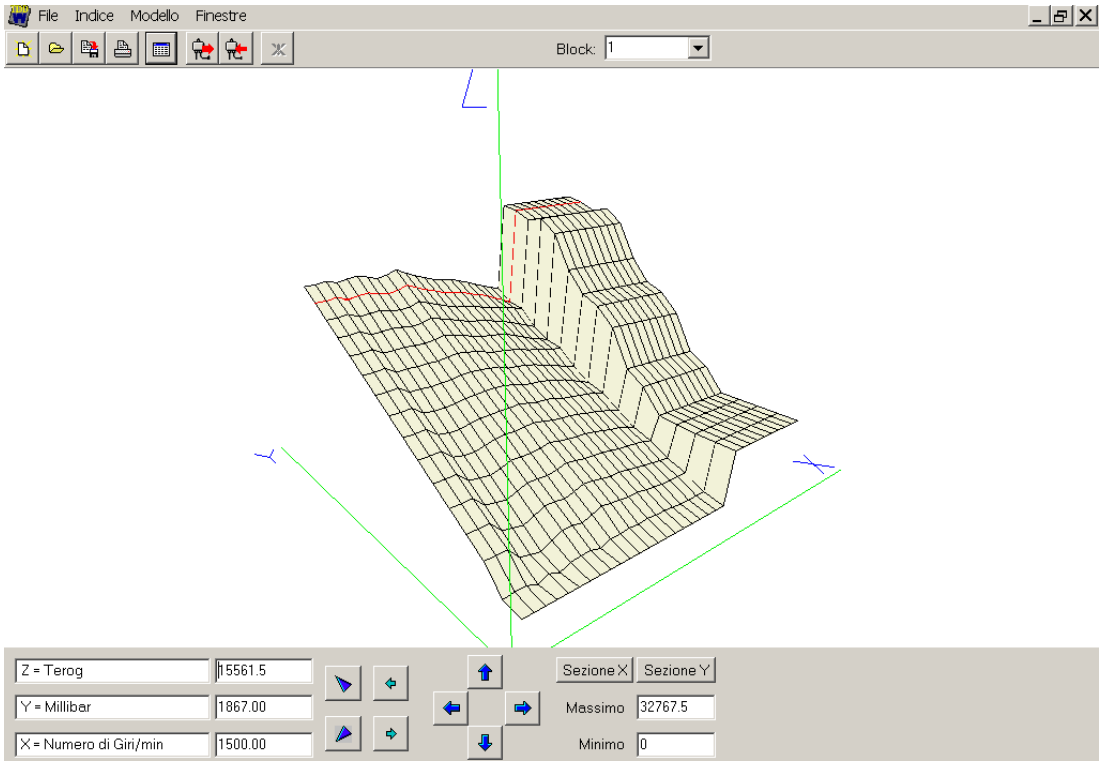


**Figura 3.5.3 Mappa tempi iniezione (X numero di giri; Y pressione nel collettore, Z tempi iniezione)**

Il corretto tempo d'iniezione, in regime di loop chiuso, viene ottenuto dalla centralina grazie ad un sistema ad inseguimento che, partendo dal valore di mappa (di primo tentativo) e sfruttando il segnale di ritorno della sonda lambda, permette il conseguimento di una dosatura stechiometrica.

# 4. Elaborazione dati

## 4.1 Analisi pressione

Una delle grandezze più importanti ai fini dei calcoli motoristici è la pressione in camera di combustione.

Per la rilevazione viene utilizzato il sensore piezoelettrico, che ha il compito di seguire le variazioni di pressione che avvengono con una certa frequenza.

L'acquisizione di un segnale di pressione in uscita dal trasduttore piezoelettrico è solamente il primo passo necessario per ottenere un dato di pressione accurato. Infatti, prima di essere utilizzato, deve essere opportunamente manipolato. Questo perché il sensore piezoelettrico misura variazioni di pressione, quindi, si ha la necessità di compensare il segnale attraverso una pressione di riferimento per tenere in considerazione il fatto che il sensore è di tipo dinamico.

Esistono diversi criteri per la compensazione della pressione ma, da analisi svolte precedentemente a questo lavoro, si è riscontrato che il criterio dell'esponente della politropica di compressione risulta essere il più adatto.

Tra i criteri più utilizzati, oltre a quello precedente, viene utilizzato il criterio MAP che si basa sull'uguaglianza della pressione nel collettore di aspirazione con quella presente all'interno del cilindro quando lo stantuffo si trova al PMI e la valvola di aspirazione è aperta. A rigore, la suddetta uguaglianza sussiste trascurando i fenomeni dinamici legati all'inerzia della colonna fluida; il fluido non si muove in modo solidale allo stantuffo, per cui, anche durante l'inversione del moto in corrispondenza del PMI, la miscela continua a entrare a causa dell'inerzia, e il fenomeno è maggiormente accentuato dall'aumento del regime di rotazione. A questo si aggiunge l'inevitabile laminazione attraverso la valvola di aspirazione.

L'uguaglianza sopradetta viene imposta nell'arco di manovella compreso tra due angoli, $\theta_1$ e $\theta_2$, pari a 15° di manovella.

L'arco, che ha inizio dal PMI, viene così scelto per considerare il fluido pressoché fermo.

Questo metodo però porta a risultati non accettabili, perché a causa della scarsa permeabilità della valvola di aspirazione, la caduta di pressione a cavallo della stessa provoca un abbassamento della pressione nel moto del fluido, che cambia con la velocità angolare del motore.

Il criterio dell'esponente della politropica, chiamato anche metodo k, suggerisce di considerare coppie di punti equidistanti lungo un arco angolare di circa 50° localizzato lungo la corsa di compressione; in particolare, il suddetto arco si estende da 95° a 45° prima del PMS.

La pressione di compensazione ricavata è pari alla media delle pressioni di compensazione calcolate per ogni coppia di punti secondo il seguente iter di calcolo:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^m$$

$$p_2 = p_{2,mis} + p_{compens} \quad [bar]$$
$$p_1 = p_{1,mis} + p_{compens} \quad [bar]$$

$$p_{compens} = \frac{p_{2,mis} - p_{1,mis}\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^m}{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^m - 1} \quad [\text{bar}]$$

Per dato motore, l'esponente della politropica di compressione assume valori che non cambiano con il regime, carico ecc. , questo porta ad assumere k, per i motori ad accensione comandata, pari a 1.32.

Essendo presente nell'espressione della pressione di compensazione il volume istantaneo all'interno del cilindro, occorre stabilire con precisione la posizione del PMS (cioè del volume minimo), altrimenti si andrebbe incontro ad un elevato errore già nella compensazione dei dati.

## 4.2 Grandezze caratteristiche

La pressione media indicata $p_{mi}$, definita come lavoro indicato al ciclo per unità di cilindrata, viene calcolata sul ciclo medio di ogni condizione di funzionamento, approssimando l'integrale con la seguente sommatoria lungo i 720 gradi di manovella:

$$p_{mi} = \frac{1}{V_u}\oint p\, dV \approx \frac{1}{V_u}\sum_{i=1}^{720} p_i \Delta V_i$$

$$\Delta V_i = \frac{V_{i+1} - V_{i-1}}{2}$$

in cui $V_u$ [$cm^3$] rappresenta la cilindrata di un singolo cilindro, $p_i$ è la pressione in camera (relativa al grado di manovella i-esimo), il $\Delta V_i$ è la variazione di volume alla posizione angolare i (calcolabile tramite la teoria della derivata a tre punti).

L'integrale di $p\delta V$ rappresenta il lavoro indicato al ciclo $L_i$, ovvero quello scambiato tra fluido e macchina.

Nell'analisi, per ogni grado di manovella verranno acquisiti 100 cicli pressione.

La pmi non risulta influenzata dalla compensazione del ciclo, in quanto quest'ultima operazione apporta una traslazione rigida del ciclo pressione in direzione verticale senza comportare deformazioni dello stesso.

La $p_{me}$ è la pressione media effettiva espressa come lavoro effettivo al ciclo per unità di cilindrata. E' un parametro che permette di confrontare le prestazioni di diversi tipi di motori.

Viene calcolata attraverso l'espressione:

$$p_{me} = \frac{4\,\pi\, C}{V}$$

dove C è la coppia è [Nm] e V è la cilindrata totale in.

La differenza tra la $p_{mi}$ e la $p_{me}$ è la pressione a vuoto:

$$p_v = p_{mi} - p_{me}$$

In condizioni di funzionamento a vuoto la pmi è pari alla $p_v$, il rendimento organico è nullo e il lavoro prodotto viene dissipata per attrito per mantenere in rotazione il motore.
Dal rapporto tra la pme e la pmi è possibile determinare il rendimento organico:

$$\eta = \frac{p_{me}}{p_{mi}}$$

È possibile anche determinare il rendimento indicato $\eta_i$ e il rendimento effettivo $\eta_e$ dati rispettivamente da:

$$\eta i = \frac{L_i}{Q_i}$$

$$\eta e = \frac{L_e}{Q_i}$$

dove $L_i$ è il lavoro indicato al ciclo [J/ciclo], $L_e$ è il lavoro effettivo [J/ciclo] Qi è il calore introdotto con il combustibile [J/ciclo].
Il calore introdotto, dato dal prodotto massa combustibile per potere calorifico inferiore, nel caso di iniezione di due combustibili (double-fuel) è dato dalla media ponderata degli stessi:

$$Qi = m_b \, Hi^b + m_g \, Hi^g$$

dove: $m_b$ è la massa della benzina, $m_g$ è la massa del gas, mentre Hi sono i poteri calorifici dei rispettivi combustibili.
Il potere calorifico della benzina è pari a 43.7 MJ/kg mentre per il metano 46.9 Mj/kg, quest'ultimo calcolato nota la composizione della miscela di GNC fornita dalla rete.
Un altro parametro fondamentale a cui prestare attenzione è la posizione del picco di pressione LPP (Location of Peak Pressure). Questo parametro è un indicatore di fase della combustione, che viene monitorato, per individuare le condizioni di anticipo ottimale nei motori ad accensione comandata. Viene anche utilizzato nei motori ad accensione per compressione per verificare che lo sviluppo di calore risulti opportunamente fasato rispetto al moto dello stantuffo, in modo da raccogliere il massimo lavoro.
Da letteratura [26], la condizione di anticipo ottimale è quella che porta ad avere un LPP attorno a 15° dopo il punto morto superiore.
Naturalmente a causa della presenza della benzina nelle miscele utilizzate, non sempre si è riusciti ad ottenere un LPP di massima coppia sovralimentando, per cui ci si è spinti verso anticipi non ottimali, ovvero di incipiente detonazione.

Nel software di analisi viene monitorata anche la derivata della pressione in funzione dell'angolo di manovella $\delta p/\delta\theta$.

A livello ideale, con motore ideale (senza scambi termici e attriti), la combustione ottima (ideale) dovrebbe avvenire istantaneamente al PMS. Nella realtà il motore è reale e la combustione ha una certa durata temporale e quindi angolare.

La combustione ha inizio non appena scocca la scintilla tra gli elettrodi della candela, ovvero alcuni attimi prima del raggiungimento del PMS da parte dello stantuffo e avanza seguendo un modello di propagazione di fiamma.

Non si tratta di una detonazione, ma di un processo di ossidazione che avviene in modo graduale, sviluppando una notevole quantità di calore. Appena scocca la scintilla inizia il processo di combustione con la propagazione del fronte di fiamma che attraversa tutta la camera di combustione bruciando la miscela aspirata precedentemente.

Un'altro parametro monitorato è stato il calore rilasciato dalla combustione.

E' possibile ricavare una curva rappresentativa della frazione di massa combusta (MFB) in funzione dell'arco di combustione e del tempo.

La frazione di massa combusta (Mass Fraction Burnt, MFB), è il rapporto tra la massa bruciata alla posizione angolare $\theta$ e la massa di combustibile totale:

$$MFB = \frac{m_{bruciata}(\theta)}{m_{totale}}$$

La curva di rilascio del calore dipende da numerosi fattori quali: l'innesco, turbolenza che incontra la fiamma, temperatura della camera di combustione e la distribuzione della miscela carburata. Alcune di queste grandezze sono correlate tra loro, per cui il processo di rilascio del calore risulta essere complesso.

Il motore, essendo una macchina periodica che funziona con una certa irregolarità, poiché le combustioni non avvengono sempre allo stesso modo, ogni ciclo sarà diverso dagli altri. Proprio per tenere conto dell'irregolarità e quindi una informazione media significativa sul comportamento del motore, si calcola la media su 100 cicli acquisiti.

Di certo, all'aumentare della temperatura e della turbolenza in camera aumenta la velocità di combustione.

Determinare la frazione di massa combusta permette di valutare anche la quantità di calore rilasciata nel tempo, ovvero la velocità di combustione in funzione dell'angolo di manovella.

Nel motore utilizzato in questa sperimentazione risulta esserci una relazione circa lineare tra velocità di propagazione di fiamma e velocità di rotazione del motore in configurazione aspirato (fig. 4.2.1); naturalmente questa relazione cambia per diversi tipi di motori.

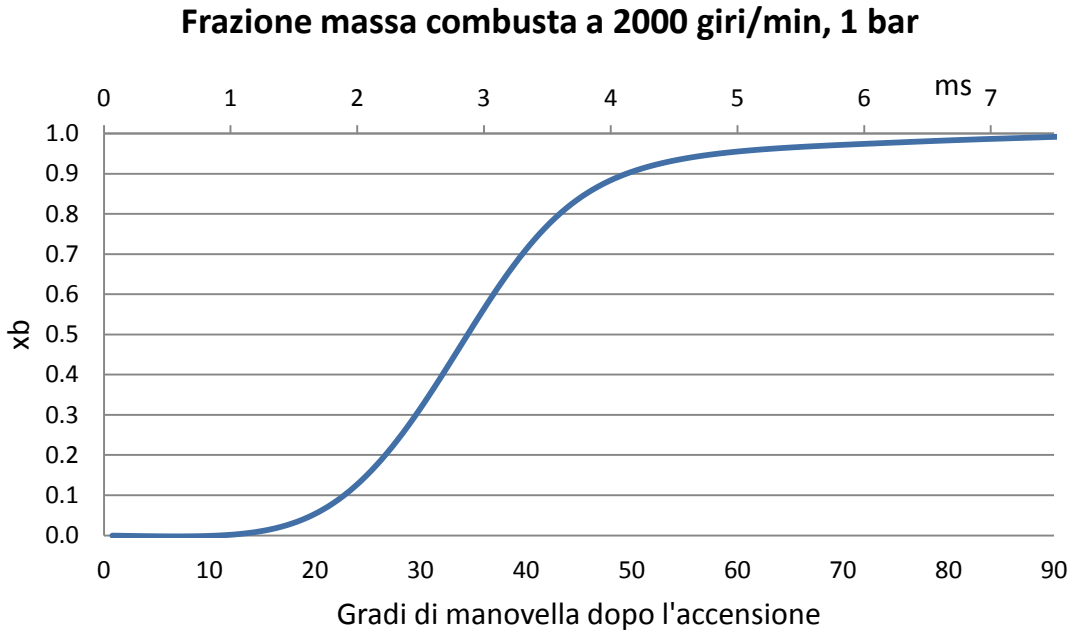


**Figura 4.2.1 Curva MFB a MAP 1 bar a 2000 giri/min**

L'MFB è calcolabile mediante il metodo di Rassweiler & Withrow, il quale richiede l'assunzione di due ipotesi relative alla fenomenologia della combustione: le combustioni elementari hanno luogo a volume costante (dV =0) e in assenza di scambi termici tra fluido e pareti (dQst =0). Pertanto, applicando il primo principio della termodinamica in forma lagrangiana alla massa racchiusa all'interno del cilindro, la frazione di massa combusta è fornita dalla seguente relazione:

$$x_b(\theta) = \frac{\sum_{\theta i}^{\theta} \left( \frac{V_i \; dp_{comb}}{k\text{-}1} \right)}{\sum_{\theta i}^{\theta_f} \left( \frac{V_i \; dp_{comb}}{k\text{-}1} \right)}$$

dove:

$\theta$ = angolo di manovella al quale si desidera conoscere la frazione di massa combusta

$\theta_i$ = angolo di manovella di inizio combustione

$\theta_f$ = angolo di manovella di fine combustione

$V_i$ = volume della camera di combustione al dato angolo di manovella

$dp_{comb}$ = incremento di pressione dovuto alla sola combustione :

$$dp_{comb} = p_{mis} - p_{politr}$$

$$dp_{comb} = p_i - p_{i-1}\left(\frac{V_{i-1}}{V_i}\right)^m \quad dp_{comb} = p_i - p_{i-1}\left(\frac{V_{i-1}}{V_i}\right)^m$$

L'espressione precedente definisce il $dp_{comb}$ come la differenza tra la pressione misurata in camera di combustione ($P_{mis}$) e la pressione che si avrebbe allo stesso angolo di manovella secondo un'evoluzione politropica ($P_{polit}$), ossia in assenza di combustione.

Il fenomeno di combustione si verifica tipicamente in un tratto comprendente parte della compressione e parte dell'espansione. Per questo motivo, la relazione precedente considera l'esponente m di compressione dall'inizio della combustione al PMS e quello dell'espansione nell'arco angolare compreso tra il PMS e l'angolo di fine combustione.

L'angolo $\theta_i$ di inizio combustione è imposto pari a quello corrispondente all'accensione mentre l'angolo $\theta_f$, di fine combustione, coincidente con l'angolo di manovella precedente a quello in cui il $dp_{comb}$ diventa negativo, cioè lo stesso angolo in cui il termine incrementale $\sum(V_i \cdot dp_{comb})$ è massimo (quindi MFB pari al 100%). La rapidità di combustione, $dx_b/d\theta$ , è stata ricavata a partire dall'espressione del calore di combustione:

$$dQ_{comb} = m_b H_i dx_b = \frac{V_i \cdot dp_{comb}}{k\text{-}1} \rightarrow dx_b = \frac{V_i \cdot dp_{comb}}{m_b H_i (k\text{-}1)}$$

in cui $m_b$ è la massa di combustibile in kg/ciclo, $H_i$ è il potere calorifico inferiore dello stesso espresso in J/kg. L'unità di misura del dQcomb è [J/°].

La velocità di combustione viene normalizzata rispetto alla massa combusta al termine della combustione e determinata come:

$$dx_{b,norm} = \frac{\frac{V_i \; dp_{comb}}{k\text{-}1}}{\sum_{\theta i}^{\theta_f}\left(\frac{V_i \; dp_{comb}}{k\text{-}1}\right)} = \frac{V_i \; dp_{comb}}{\sum_{\theta i}^{\theta_f}\left(V_i \; dp_{comb}\right)}$$

Nota l'MFB, è possibile calcolare la durata di combustione. La durata è stata suddivisa in tre fasi. La prima è quella di innesco, ed inizia nell'istante in cui parte il comando di scarica del secondario della bobina e termina (convenzionalmente) non appena il 10% della massa di miscela e stata coinvolta dalla combustione.

La seconda fase rappresenta è quella in cui viene bruciato il 90% della miscela e in cui si sprigiona la maggior parte dell'energia. Questa fase va dal 10 al 90% di MFB ed è definita fase di propagazione rapida della fiamma.

La terza è l'estinzione della fiamma, ovvero quella che va dal 90 al 100% di MFB. In questa fase, pur sprigionandosi appena il 10% dell'energia complessiva del ciclo, occorre una quantità di tempo paragonabile a quella delle due fasi precedenti.

## 4.3 Prove preliminari

Allo scopo di stabilire quali siano i parametri operativi del motore nel funzionamento con miscela double-fuel, sono state eseguite una serie di prove preliminari, utilizzando i soli combustibili puri, al fine di impiegarle come riferimento per le successive.

Le prove che vedono l'utilizzo della sola benzina sono state eseguite a MAP 1 bar, mentre per quelle a metano da MAP 1 bar ad 1.6 bar con incrementi di 0.2 bar per volta.

Le prove eseguite con miscela double-fuel a MAP 1 bar, possono considerarsi anch'esse come di riferimento, rispetto a quelle a pressioni più alte (eseguite sempre con doppio combustibile), poiché consentono di verificare i vantaggi della sovralimentazione con l'utilizzo di una miscela, ovvero i benefici del Double-Fuel con la sovralimentazione.

Le prove che vedono l'utilizzo della benzina, sono state svolte solo a MAP 1 bar, poiché limitati da fenomeni di detonazione. La benzina di per sé presenta un elevata tendenza alla detonazione per via del basso numero di ottano, ma a peggiorare la situazione si somma la scadente architettura della camera di combustione. Il motore infatti presenta una forma della camera molto piatta, con una sola valvola di aspirazione posta perpendicolarmente allo stantuffo e offre una scarsa turbolenza soprattutto a bassi regimi, dove il rischio di detonazione si presenta più facilmente.

Sia per il metano che per la benzina, sono stati esplorati, per ogni MAP, i regimi da 1500 a 5000 con incrementi di 500 giri/min per volta.

Non sono stati superati i 5000 giri/min per rimanere in condizioni di sicurezza di funzionamento del motore.

In queste analisi sono state determinate una serie di grandezze, le cui principali sono la pmi, rendimento indicato, velocità di combustione, potenza e coppia erogate.

Grandezze, rilevate e confrontate successivamente con quelle ottenute con l'utilizzo di miscele costituite da metano e benzina.

In analisi passate, sul motore Fiat 1.2 8v MPI, veniva utilizzato un sensore di di pressione con adattatore a candela, montato in uno dei 4 cilindri. Dall'utilizzo di questo sensore, erano state riscontrate prestazioni più basse rispetto ai dati di targa forniti dal costruttore, sia nel caso di funzionamento a benzina sia a metano. Questo è stato imputato al fatto che la candela, integrata nell'adattatore, forniva una scintilla più scadente e quindi combustioni peggiori. Le prove effettuate in questa analisi, sono state

eseguite utilizzando un sensore montato direttamente sulla testa, esposto in camera senza adattatore.

Viene riportato a titolo di esempio e in riferimento alla prova a 1 bar a GNC, il confronto tra le pmi ottenute utilizzando il sensore in camera e quello con adattatore (fig 4.3.1).

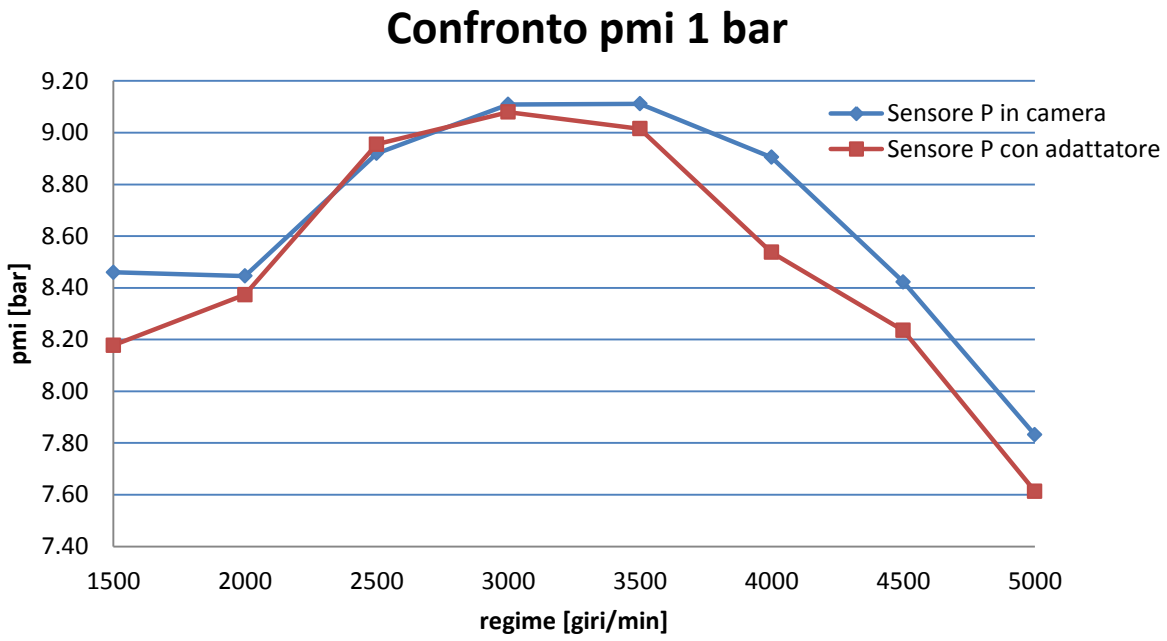


**Figura 4.3.1 Confronto pmi ad 1 bar tra sensore in camera e con adattatore**

Come si può notare , nel caso in cui il sensore è direttamente affacciato in camera, come il valore di PMI acquisito sia diverso e più alto, in quasi tutti i regimi.

Il fenomeno si manifesta anche quando si aumenta il livello di sovralimentazione.

È stato ottenuto, in alcune condizioni di funzionamento, anche un aumento di 1 bar di pmi, che in termini percentuali significa un aumento del 10% (fig. 4.3.2).

Naturalmente le prove sono state effettuate seguendo gli LPP ottimali di funzionamento, ovvero quelli che garantiscano la massima coppia.

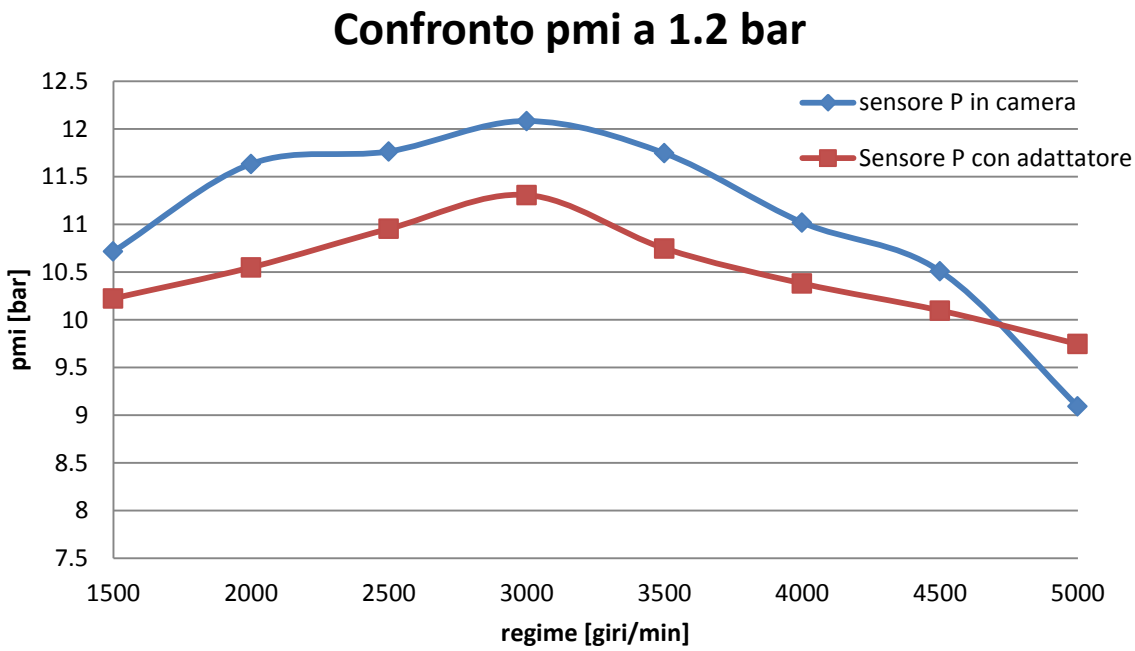


**Figura 4.3.2 Confronto pmi ad 1.2 bar tra sensore in camera e con adattatore**

È stato anche verificato che con il nuovo sensore camera il livello di massima pressione si attestasse al di sotto dei 90 bar, per garantire condizioni di sicurezza di funzionamento (fig. 4.3.3).

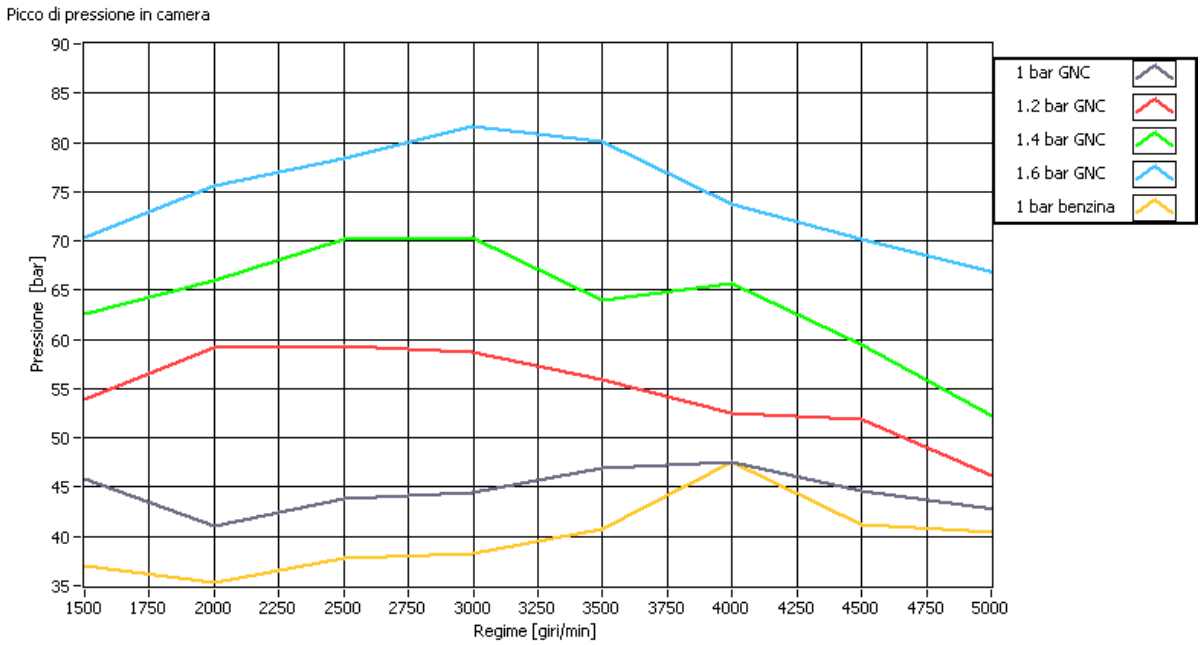


**Figura 4.3.3 Andamento dei valori di pressione in camera per le differenti MAP**

In seguito vengono riportati i dati ottenuti in queste prove, relativi a pmi, rendimento indicato, durata combustione, potenza indicata e coppia (lorda),

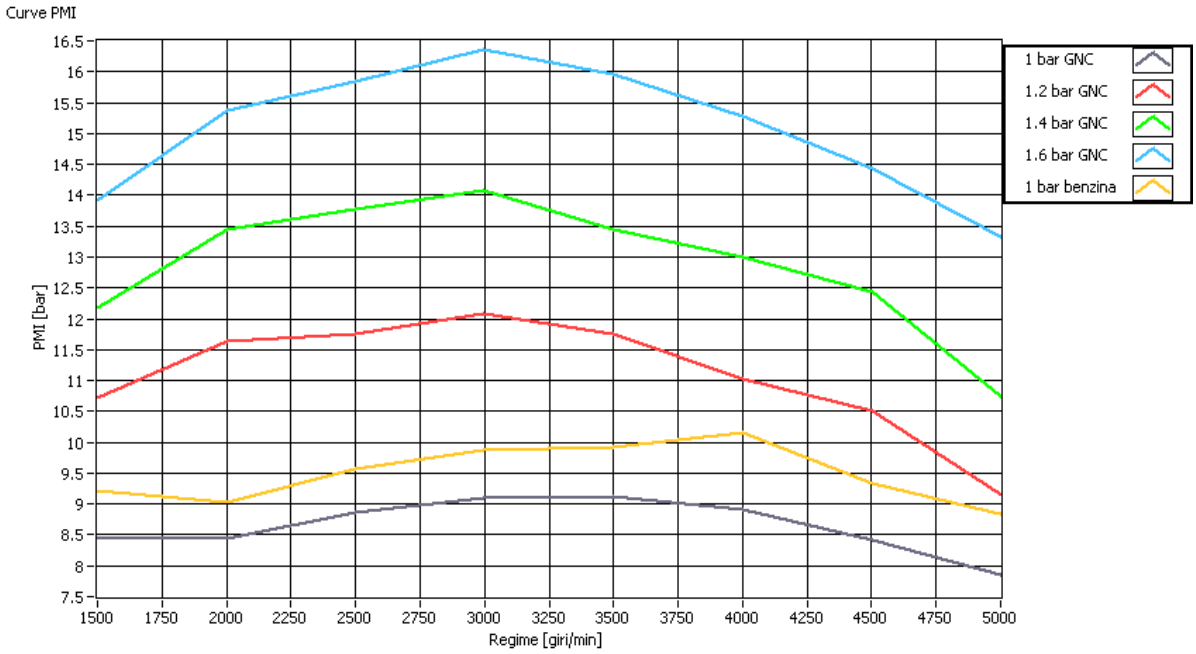


**Figura 4.3.4 Andamento della pmi al variare della pressione di sovralimentazione**

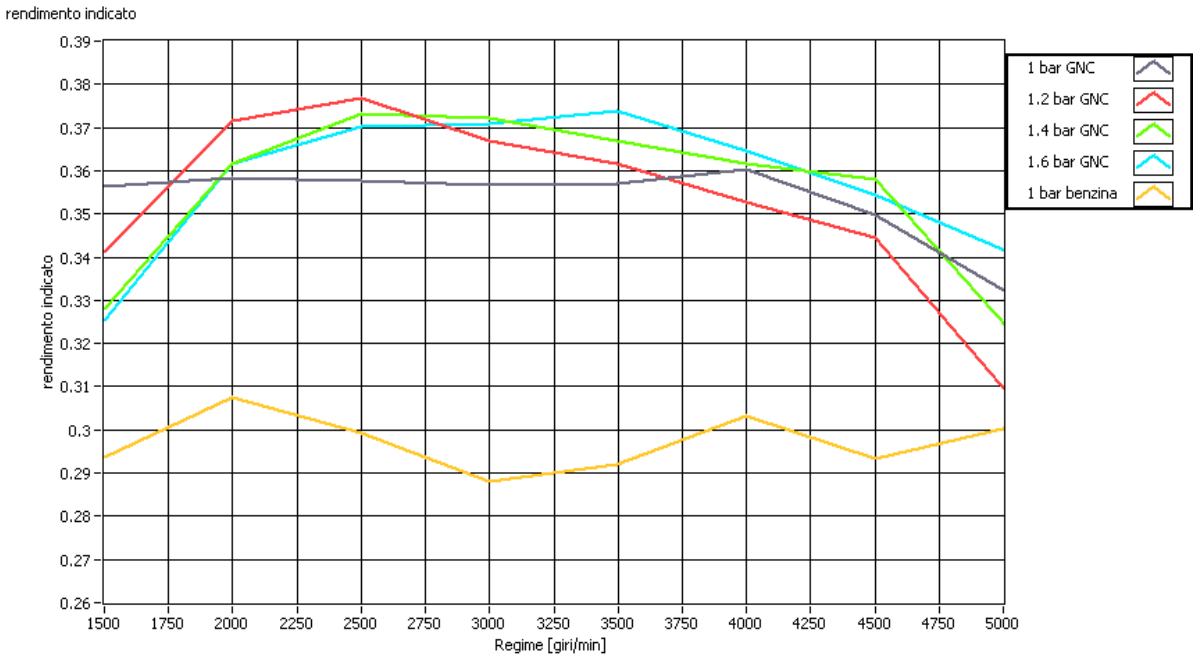


**Figura 4.3.5 Andamento del rendimento indicato al variare della pressione di sovralimentazione**

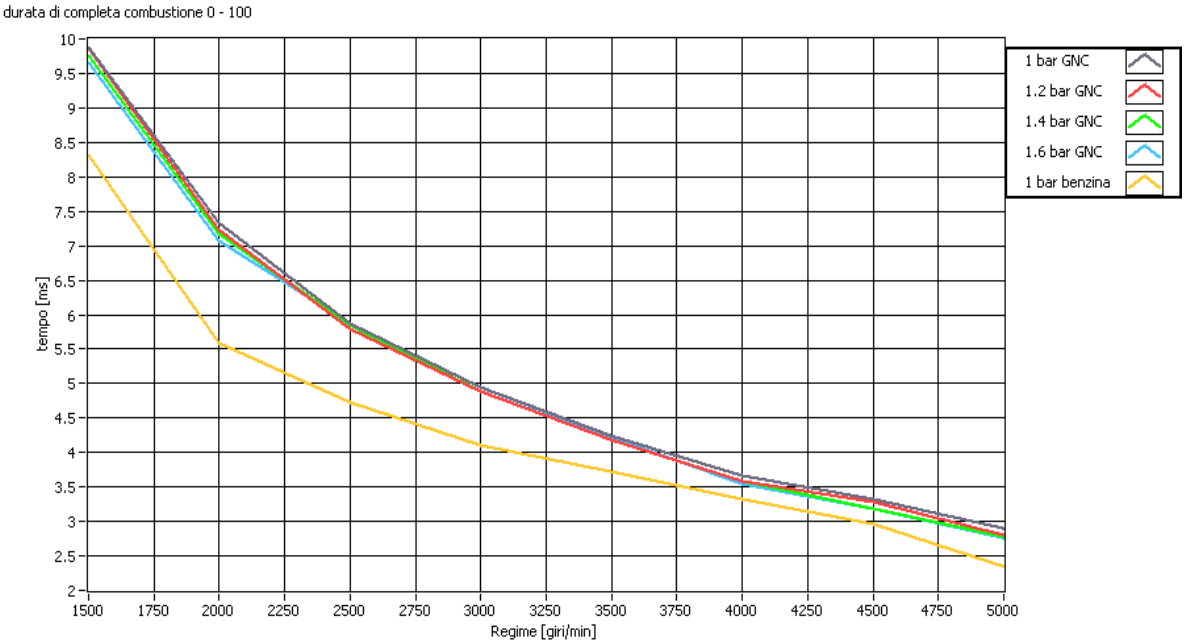


**Figura 4.3.6 Andamento della durata complessiva combustione al variare della pressione di sovralimentazione**

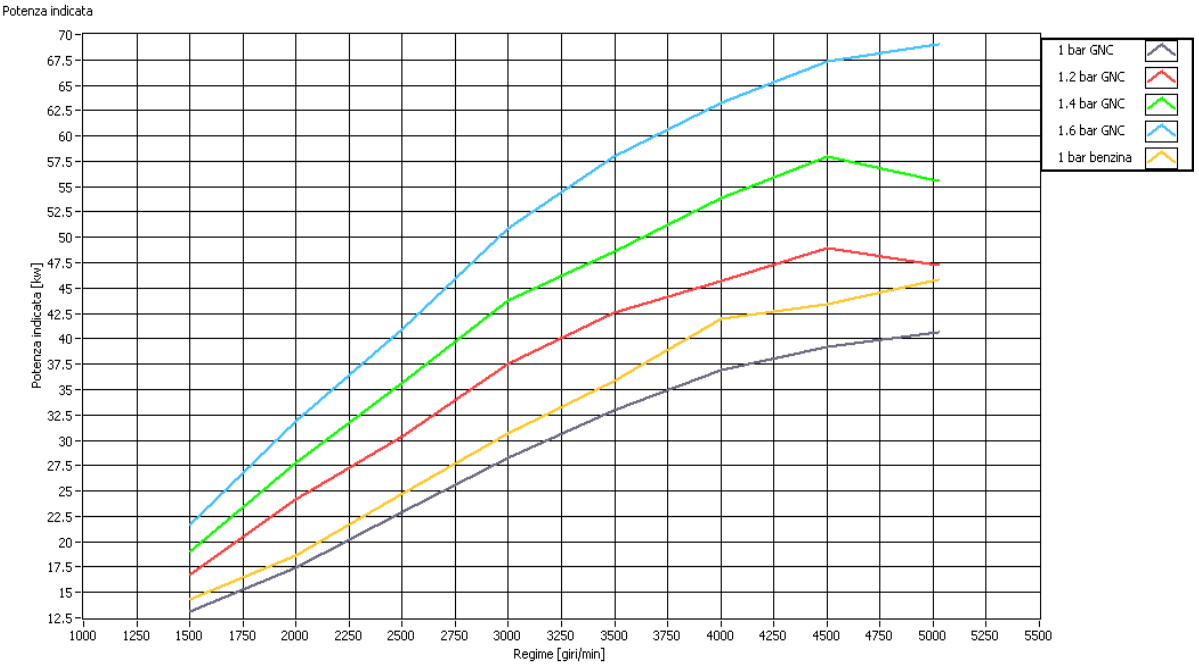


**Figura 4.3.7 Andamento della potenza indicata al variare della pressione di sovralimentazione**

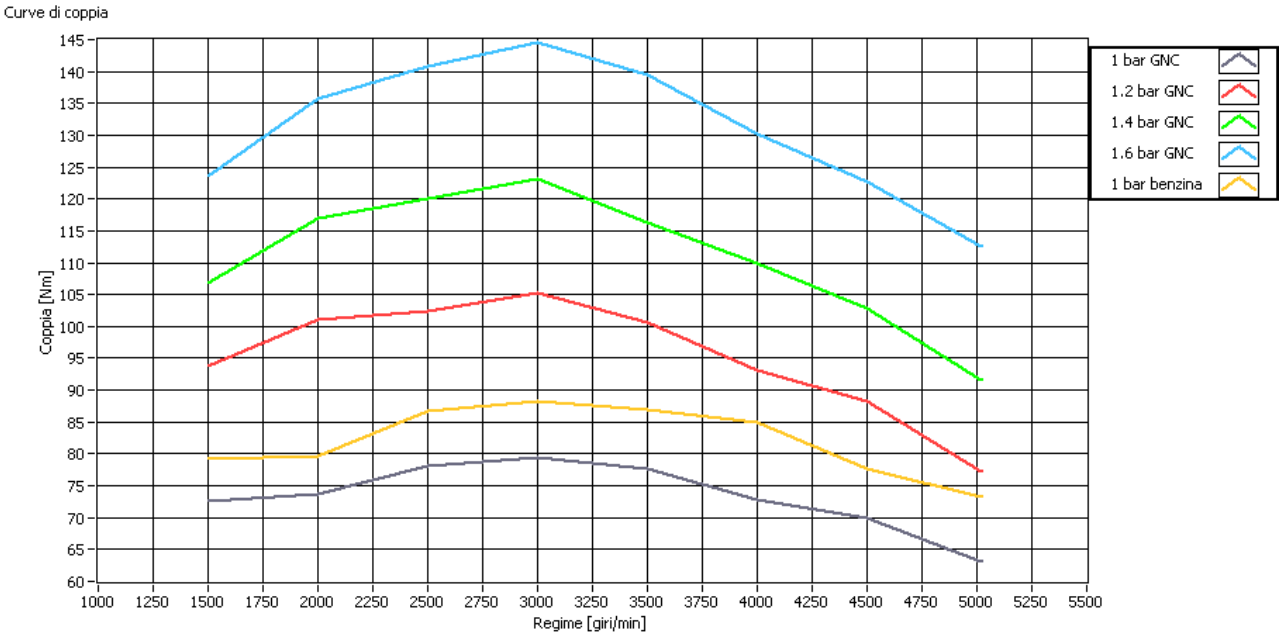


**Figura 4.3.8 Andamento della coppia al variare della pressione di sovralimentazione**

## 4.4 Verifica dosatura

Tra le prove che è possibile indicare come preliminari, rientrano anche quelle della verifica della dosatura di funzionamento.

Con l'introduzione del misuratore di portata, a monte del sistema di aspirazione, è stato possibile rilevare la portata d'aria aspirata dal motore e determinare la dosatura effettiva di funzionamento.

Preliminarmente, al fine di verificare la dosatura stechiometrica, sono state effettuate una serie di prove, utilizzando il GNC, per fissata MAP al variare del regime e del λ.

In particolare sono state effettuare prove a MAP 1 bar a 2000giri/min e 3000 giri/min al variare di λ da 0.85 a 1.15 con incrementi di 0.05 per volta. È stato verificata la dosatura anche per λ pari ad 1 a MAP 1.2 bar, 1.4 bar e 1.6 bar in corrispondenza degli stessi regimi precedenti.

Dall'analisi si è ottenuto che la dosatura stechiometrica è circa 16.9, valore diverso dal 17.2 del $CH_4$.

Il valore di 17.2 a rigore vale solo per il metano puro, a causa la presenza altri idrocarburi più pesanti che hanno delle dosature più basse, la dosatura subisce alcune variazioni per cui risulta essere poco meno di 17. Questo perché la dosatura è data da una media pesata delle dosature degli idrocarburi presenti.

Nelle prove in cui si è utilizzata una miscela double-fuel, per calcolare l'indice di eccesso d'aria λ occorrere conoscere la dosatura di funzionamento e quella stechiometrica.

Infatti:

$$\lambda = \frac{\alpha}{\alpha_{st}} \qquad \alpha = \frac{m_{aria}}{m_{comb}}$$

dove $m_a$ e $m_{comb}$ sono rispettivamente la massa d'aria e la massa di combustibile.

Quando si utilizza una miscela double-fuel la $m_{comb}$ del combustibile deve essere calcolata considerando le masse dei due combustibili. Ovvero:

$$m_{comb} = m_b + m_g$$

dove $m_b$ è la massa della benzina e $m_g$ è la massa del combustibile gassoso (determinata dalla caratteristica dell'iniettore per dato tempo d'iniezione).

La dosatura stechiometrica, deve essere calcolata come:

$$\alpha_{st} = \frac{m_b\,\alpha_b + m_g\,\alpha_g}{m_b + m_g}$$

Dove $\alpha_b$ e $\alpha_g$ sono le dosature stechiometriche rispettivamente della benzina e del gas naturale.

In alcune prove eseguite a MAP maggiore di 1 bar sono state riscontrate differenze tra il λ calcolato (dal rapporto delle portate) e il λ visualizzato dalla sonda Uego.

Differenze legate ad un errore di valutazione sulla portata d'aria aspirata a basso regime. È stato appurato infatti che il misuratore di portata d'aria, fornisce una misura affidabile sopra i 19 l/s. In corrispondenza di bassi regimi la portata d'aria misurata scende al di sotto di questa soglia misurabile e il misuratore fornisce un valore errato della portata.

In seguito viene riportato un grafico del confronto tra il λ calcolato dalla misura delle portate e quello imposto nel caso di pressione di sovralimentazione di 1.6 bar (fig 4.3.4).

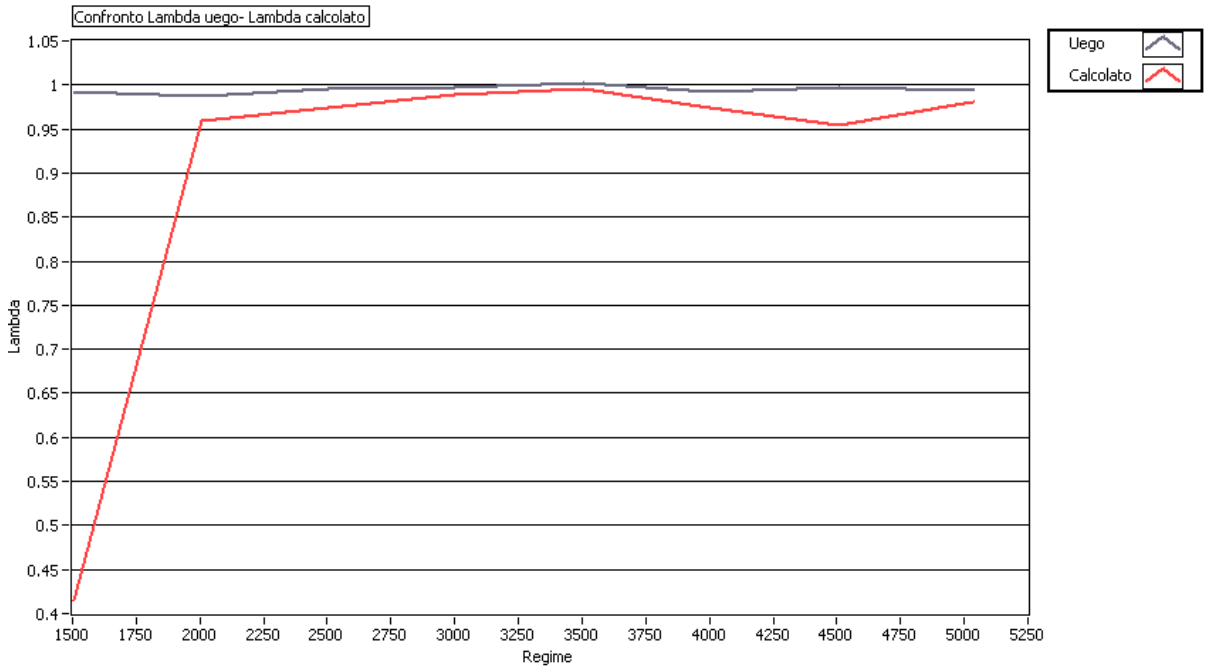


**Figura 4.4.1 confronto λ Uego- λ calcolato (prova 1.6 bar 80% metano 20% benzina)**

Come si può notare 1500 giri/ min il lambda calcolato si porta a valori di 0.42, come se si avesse una miscela molto ricca, in realtà è la portata dell'aria che scende al di sotto della

soglia minima misurabile. Al di là dei 2000giri/min il λ torna ad essere prossimo ad 1, poiché la portata d'aria supera i 19 l/s.

Ritenendo attendibile il calcolo del λ attraverso il rapporto delle portate, è stato assunto come parametro di riferimento nello svolgimento delle prove in cui la portata d'aria aspirata risulti essere sopra i 19 l/s. Nelle prove in cui la portata scende al di sotto del valore di soglia, si è utilizzato il λ fornito dalla sonda Uego.

Contestualmente a queste prove, sono state rilevate le emissioni inquinanti, le quali hanno messo in evidenza in alcune condizioni, la presenza di ossigeno allo scarico e di emissioni da dosatura non stechiometrica.

In particolare le prove hanno indicato la possibile presenza, a basso regime, di un corto circuito di miscela allo scarico, prodotto da un incrocio valvole, che causa una scorretta misurazione della sonda Uego.

Si è riscontrato che il corto circuito si manifesta a MAP maggiori di 1 bar e l'entità di tale fenomeno aumenta all'aumentare della pressione di sovralimentazione. Questo fenomeno si manifesta poiché aumentando la differenza tra la pressione nel collettore e quella allo scarico, il gas tende spontaneamente a fluire verso pressioni più basse, portando allo scarico una quantità di miscela incombusta, dovuta non ad una combustione incompleta, ma alla presenza di un corto circuito.

## 4.5 Piano delle prove

Al fine effettuare una scelta mirata delle percentuali di combustibili presenti nella miscela double-fuel e delle pressioni di sovralimentazioni da utilizzare, occorre effettuare alcune considerazioni.

Innanzitutto è stato stabilito di non avvicinarsi troppo alle percentuali limite come il 90% e il 10%, perché altrimenti non avrebbe senso utilizzare una soluzione impiantistica mista che porti ad adoperare una miscela quando ormai si è prossimi al combustibile puro.

Inoltre, è nota l'impossibilità di utilizzare in modo efficiente il motore in condizioni di sovralimentazione quando è presente un elevata percentuale di benzina, poiché le caratteristiche costruttive, in particolare la geometria della camera di combustione, fanno si che il propulsore abbia una spiccata tendenza alla detonazione con l'utilizzo della benzina già in configurazione aspirato, motivo per cui si andrebbero ad utilizzare anticipi di accensione molto scarsi.

Infatti, nell'effettuare la scelta delle percentuali da utilizzare, sono state fatte delle prove mirate, al variare del regime e della MAP, che hanno portato ad escludere l'utilizzo di miscele con percentuali di benzina superiori al 60%.

Con miscele contenenti l'80% di benzina e i 20% di metano, a MAP 1.2 bar la presenza di evidente detonazione a basso regime, con anticipi molto scadenti, ha portato ad escludere l'utilizzo di questa percentuale.

Utilizzando miscele contenenti il 70% di benzina, è stato possibile raggiungere MAP di 1.4 bar, però si sono manifestati analoghi fenomeni di detonazione, in corrispondenza di anticipi già scadenti, che hanno implicato l'esclusione anche di tale percentuali.

L'eventuale utilizzo di miscele contenenti porzioni molto elevate di benzina, nel rispetto delle condizioni di sicurezza di funzionamento, ovvero in assenza di fenomeni di combustione anomala, avrebbe, come detto, portato all'utilizzo di anticipi talmente scadenti da non consentire una buona propagazione di fiamma e quindi un corretto rilascio del calore, che si traduce in fine in una scadente prestazione.

Le elevate percentuali di metano, consentono di soffocare maggiormente l'eventuale raggiungimento locale di condizioni d'autoaccensione della benzina presente nella miscela. Queste micro accensioni locali non hanno la possibilità di unirsi tra loro e

provocare un fenomeno macroscopico di detonazione, ovvero rilevabile dagli strumenti, poiché è presente l'effetto "cuscino" del metano.

Questo effetto "cuscino", si manifesta fino a quando il gas riesce a soffocare il propagarsi di queste micro accensioni e il loro trasformarsi in una detonazione a livello macroscopico.

Naturalmente questo fenomeno non si manifesta con il solo combustibile gassoso poiché presenta una elevata resistenza alla detonazione e che quindi si presta bene all'utilizzo del motore in condizioni di sovralimentazione.

Nella scelta delle percentuali, sono state prese in considerazione anche una serie di problematiche legate ai limiti di funzionamento degli strumenti utilizzati nell'analisi sperimentale.

Ad esempio il misuratore di portata di combustibile, utilizzato per la benzina, permette una misura affidabile al di sopra degli 0.6 kg/h, valori ottenibili con l'utilizzo di miscele costituite da 90% GNC e 10% Benzina, miscele escluse a priori.

Per quanto riguarda le pressioni di esercizio, in precedenti lavori sono state analizzate miscele double-fuel fino ad 1 bar facendo funzionare il motore in versione aspirato. Data la possibilità di sovralimentazione, è possibile pensare come base di partenza proprio l'analisi ad 1 bar (rialimentato), per poi esplorare campi di funzionamento a MAP più elevate.

I limiti di massima pressione in camera di combustione e i limiti di funzionamento del motore brushless che trascina il compressore, impongono una soglia massima del livello di sovralimentazione pari ad 1.6 bar.

Fatte queste premesse sono state effettuate una campagna di prove al fine di monitorare l'andamento di alcune grandezze caratteristiche per poter fare una stima di come queste possano evolversi nelle diverse condizioni di funzionamento.

In seguito viene riportata una tabella con le miscele e le MAP utilizzate:

| Miscela double-fuel %metano - %benzina | MAP [bar] | | | |
|---|---|---|---|---|
| 80 - 20 | 1 | 1.2 | 1.4 | 1.6 |
| 60 - 40 | 1 | 1.2 | 1.4 | 1.6 |
| 40 - 60 | 1 | 1.2 | 1.4 | 1.6 |

**Figura 4.5.1 Miscele double-fuel e MAP utilizzate nella campagna di prove**

Ogni miscela è stata testata in condizioni di pressione di sovralimentazione da 1 bar a a 1.6 bar, con incrementi di MAP di 0.2 bar. Inoltre, per ogni pressione di alimentazione, sono stati esplorati i regimi che vanno da 1500 giri/min a 5000 giri/min con incrementi di 500 giri/min per volta. Ottenendo così 8 condizioni di funzionamento per singola pressione di sovralimentazione e un totale quindi di 32 punti di funzionamento per singola miscela, data la presenza di 4 MAP. La scelta di incrementare la MAP di 0.2 bar per volta è legata appunto al numero di prove, che altresì sarebbe diventato eccessivo.

Le prove sono state svolte utilizzando l'anticipo di massima coppia o di incipiente detonazione.

I parametri ritenuti di maggior interesse sono stati la pmi, il rendimento indicato, la velocità di combustione, le emissioni inquinanti, la potenza indicata. Sono stati rilevati anche altri parametri come l'LPP, la coppia, potenza effettiva, picco di pressione in camera, pressione media d'attrito.

Alcuni di questi parametri come ad esempio la coppia o la potenza, hanno il difetto di non essere valori netti, ovvero valutati sottraendo la potenza assorbita dal compressore.

Nel caso in studio infatti il compressore non è trascinato dal motore termico, ma è comandato dall'esterno, per questo motivo occorrerebbe fare una stima della fatica che il motore farebbe nel caso in cui si dovesse trascinare anche questo accessorio. La stima di questo onere ricade al di fuori di questo tipo studio.

La coppia è stata comunque monitorata a scopo diagnostico, anche se non significativa del reale comportamento del motore sovralimentato.

La campagna di prove sperimentali ha avuto inizio con l'esplorazione del campo di funzionamento del motore con miscela costituita dall'80% in massa da GNC e dal 20% Benzina, questo per avere una maggiore garanzia nei riguardi dell'assenza di fenomeni di detonazione. Successivamente si è passati all'utilizzo di miscele con un contenuto di benzina superiore e sempre a partire dalle pressione di sovralimentazione più basse verso quelle più alte sempre per questioni di sicurezza.

I tre set, anche se eseguiti in giorni diversi, sono stati svolti in condizioni del tutto simili tra loro dal punto di vista delle condizioni ambientali, quindi pressione e temperatura esterna. In particolare si sono svolte le prove in condizioni di temperatura di 20°C e pressione di 1013 mbar.

Nelle analisi svolte si è utilizzato gas GNC di rete cittadina il cui potere calorifico calcolato risulta essere pari a 46.960 kJ/kg, mentre per la benzina si considera 43.7 kJ/kg.

# 5. Analisi dati sperimentali

## 5.1 Analisi double fuel 80% GNC 20% Benzina

Nel primo set di prove è stata utilizzata una miscela costituita dall'80% in massa di GNC e 20% di Benzina. La valutazione dei risultati è partita dal confronto tra la pmi, rendimenti e le velocità di combustione della miscela rispetto alla condizione di metano 100%.

E' possibile osservare nel confronto che l'inserimento di una piccola percentuale di benzina, nelle condizioni di funzionamento ad 1 bar (fig.5.4.1), ha comportato un aumento della pressione media indicata in corrispondenza di alcuni regimi di funzionamento.

Il combustibile gassoso utilizzato nelle prove è il gas naturale, ovvero una miscela di gas costituita principalmente da metano. In tutti i grafici il gas naturale viene indicato in legenda come "metano".

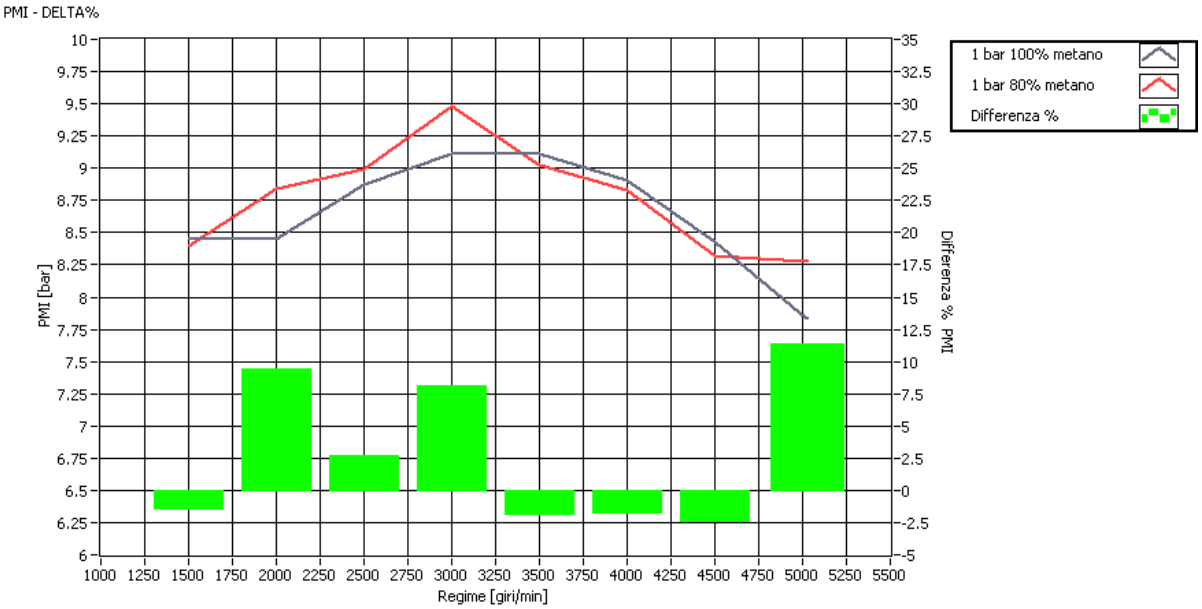


**Figura 5.1.1 Confronto pmi a 1 bar tra miscela 80% metano – 20% benzina e 100% GNC**

Questo fenomeno è meno evidente nel caso in cui si sovralimenta a 1.2 bar (fig. 5.1.2).

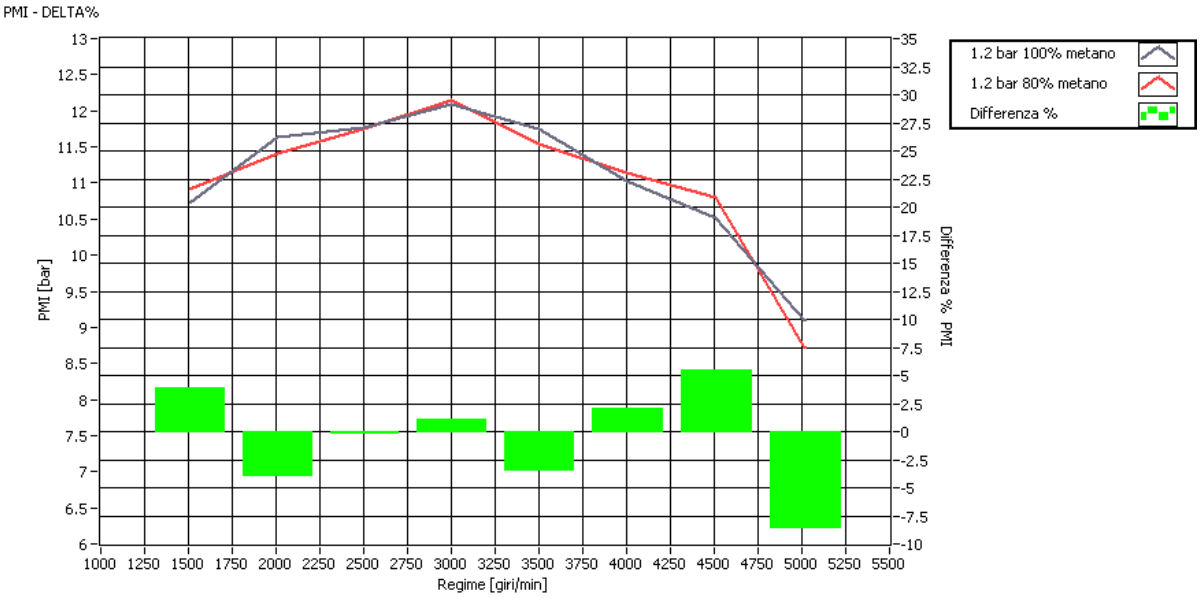


**Figura 5.1.2 Confronto pmi a 1.2 bar tra miscela 80% metano – 20% benzina e 100% metano**

Nei grafici vengono mostrate le differenze percentuale, per ogni regime di rotazione, tra la curva ottenuta con metano e quella con metano 80%.

Per pressioni più alte, ed in particolare ad 1.6 bar, la curva della pmi tende a permanere tutta più alta, qualcosa di analogo si ha anche per 1.4 bar (fig. 5.1.3 e fig. 5.1.4).

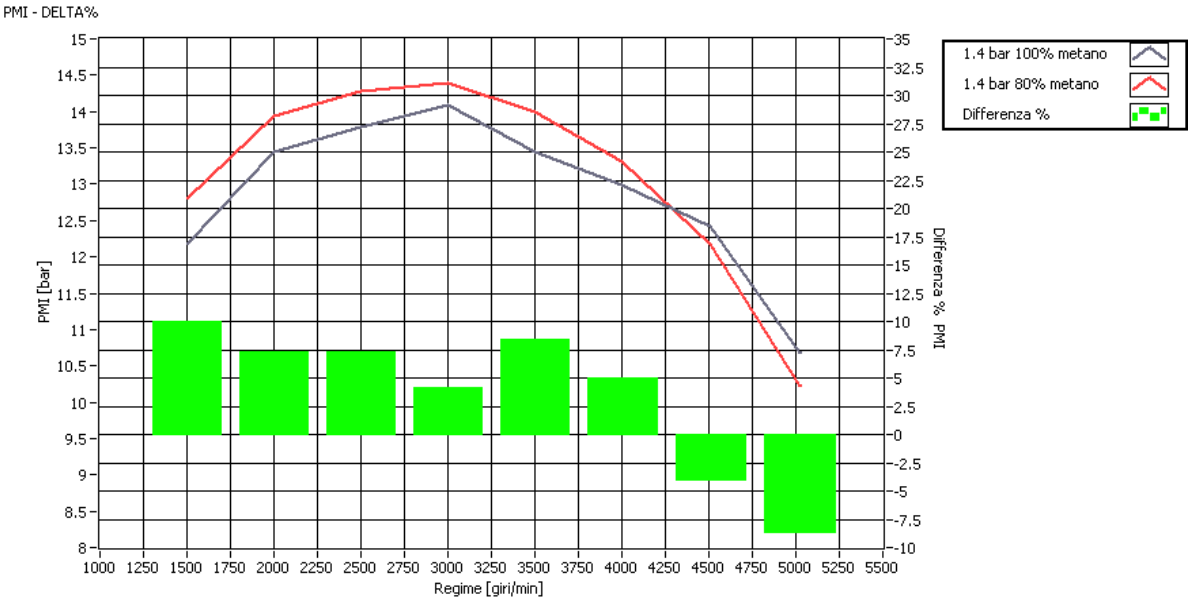


**Figura 5.1.3 Confronto pmi a 1.4 bar tra miscela 80% metano – 20% benzina e 100% metano**

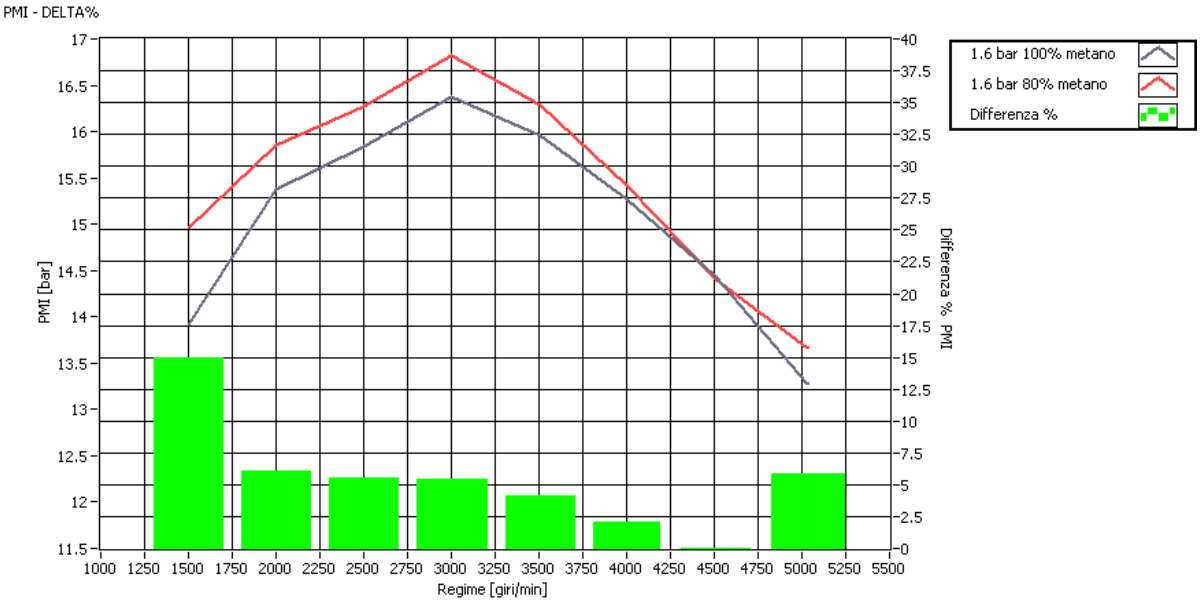


**Figura 5.1.4 Confronto pmi a 1.6 bar tra miscela 80% metano – 20% benzina e 100% metano**

Gli aumenti di pmi ottenuti con strategia double-fuel si attestano attorno al 5-10% e in alcuni casi raggiungono anche il valore del 15% (1.6 bar di sovralimentazione a 1500 giri/min).

A seguito dell'aumento di pmi si è valutato il beneficio ottenuto in termini di durata della combustione. La combustione è stata suddivisa in tre fasi: innesco, propagazione ed estinzione.

Nei grafici sono state riportati anche le curve relative alle prove svolte con benzina a MAP 1bar, poiché la velocità di combustione di questo combustibile risulta essere notoriamente più alta di quella del metano. In questo modo la durata di combustione della benzina potrà essere utilizzata come riferimento per valutare eventuali benefici nell'utilizzo di miscele double-fuel; anche se in realtà le curve del benzina hanno una dosatura non stechiometrica, ma ricca.

Come si può notare dalla figura 5.1.5, la fase di innesco, risulta essere agevolata anche dall'utilizzo di una bassa percentuale di benzina. Infatti gli andamento della combustione rapida del double-fuel ricopiano la curva in giallo del benzina.

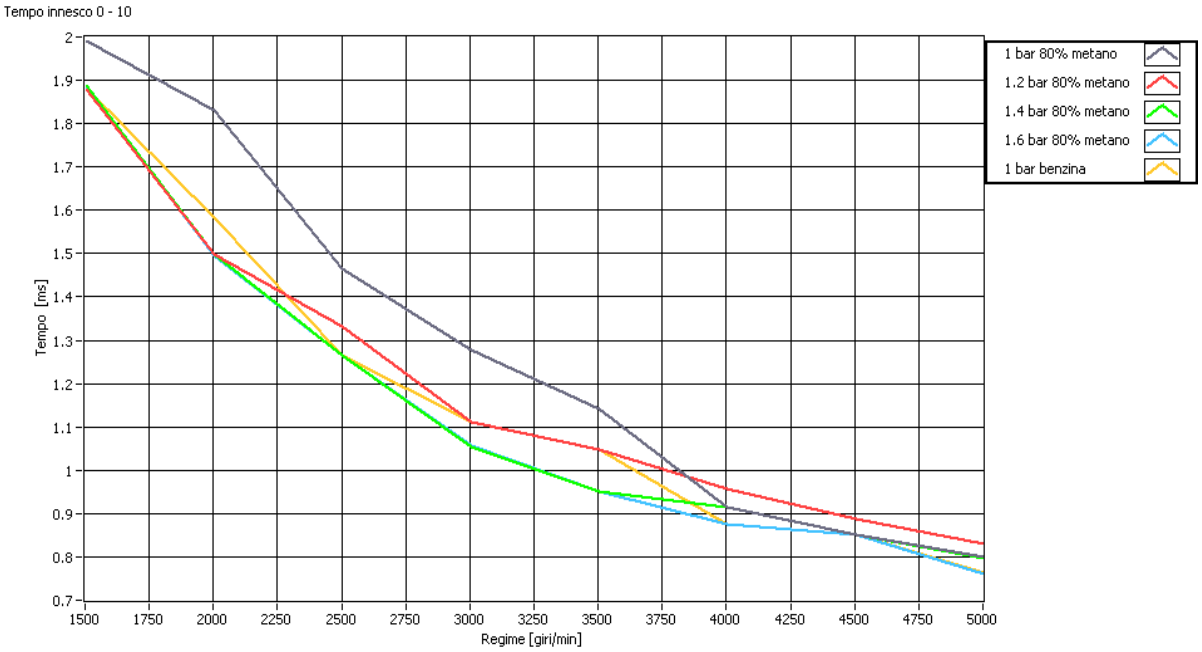


**Figura 5.1.5 Confronto tempi d'innesco 0-10 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

La sovralimentazione in questo frangente aiuta la fase si innesco e in particolar modo ai bassi regimi, in quanto la maggior densità della carica favorisce la propagazione in condizioni laminari.

Nella fase di propagazione si può notare, che nel caso in cui è presente una bassa turbolenza (basso regime) con l'aumentare della MAP le velocità di combustione tendono ad aumentare, fenomeno che tende quasi a invertirsi oltre i 3500giri/min (fig. 5.1.6).

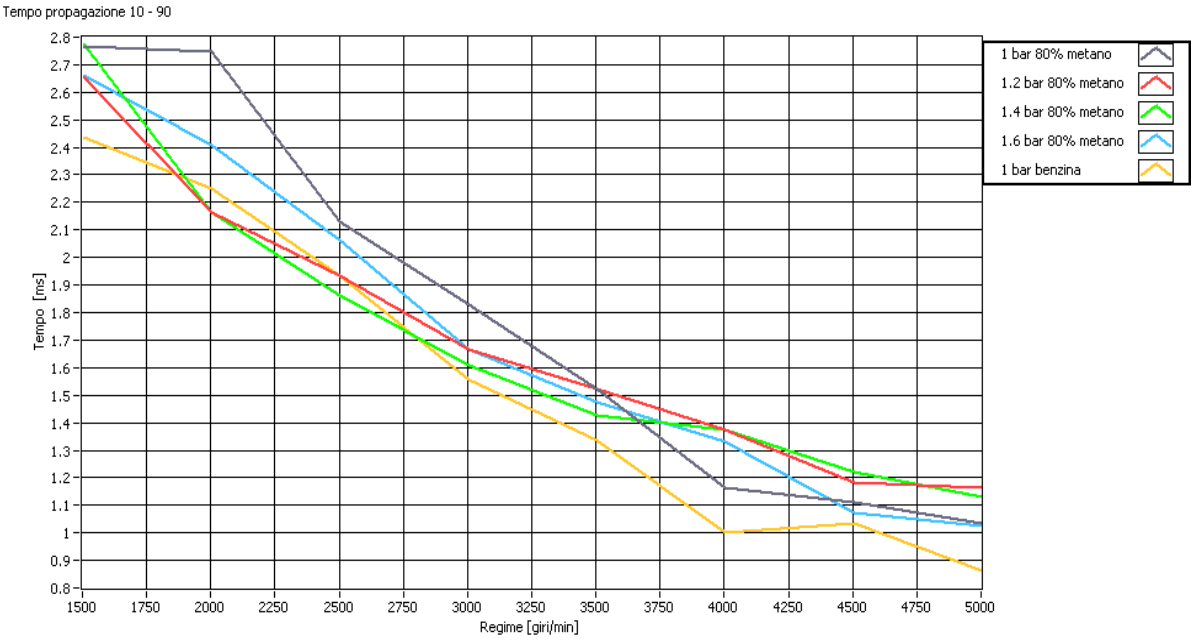


**Figura 5.1.6 Confronto tempi di propagazione 10-90 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

Questo può essere giustificato dal fatto che nel caso di bassa turbolenza, l'aggiunta di una certa percentuale di benzina favorisce il velocizzarsi della combustione, non appena si raggiungono regimi più alti questo effetto risulta essere secondario in quanto la turbolenza predomina sul beneficio fornito dalla benzina. L'effetto della sovralimentazione è comunque un effetto che si manifesta in modo abbastanza blando con questa miscela.

Si osserva come la curva relativa alla sola benzina tende, soprattutto al di sopra del 3500 giri/min ad avere una combustione leggermente più rapida perché è maggiormente favorita dalla turbolenza rispetto al caso double-fuel con percentuale 20%. La benzina per carburare in modo completo in seno all'aria, richiede infatti che si verifichino una serie condizioni in termini di tempo, temperatura, turbolenza, che portino alla vaporizzazione di tutto il combustibile iniettato. A differenza della benzina, che viene iniettata allo stato di vapore finemente nebulizzato, il metano, trovandosi allo stato gassoso come l'aria, non trova nessuna difficoltà a miscelarsi perfettamente con il comburente.

Per quanto riguarda i tempi di estinzione, essi tendono a diminuire all'aumentare della velocità del motore e leggermente anche al diminuire della pressione di sovralimentazione a basso regime (fig. 5.1.7).

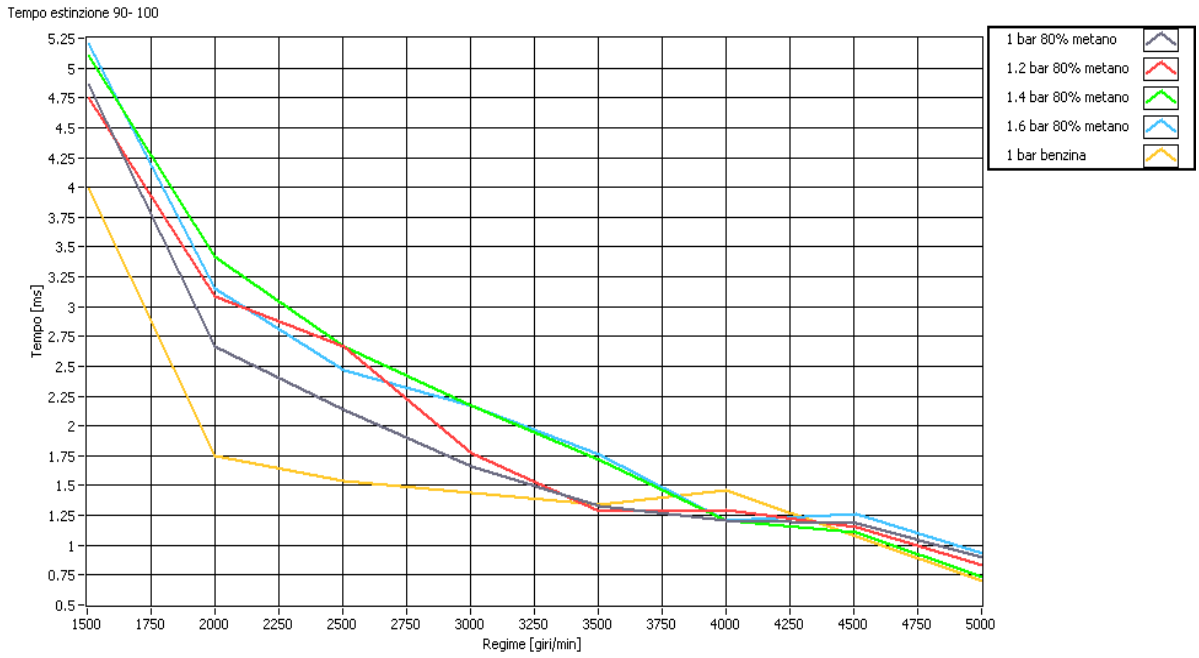


**Figura 5.1.7 Confronto tempi di estinzione 90-100 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

Nella parte finale della combustione sono presenti più prodotti rispetto che reagenti, per cui un miglior miscelamento, dato dalla turbolenza, agevola il completamento della combustione.

Fino a regimi di 3500 giri/min la combustione double-fuel tende in generale ad essere più lenta rispetto a quella del caso benzina, mentre dai 4000 giri/min in poi si raggiunge un asintoto in cui non si hanno più grosse differenze.

Viene mostrato infine la durata complessiva della combustione (fig. 5.1.8), dove è possibile notare che l'utilizzo della sola benzina porta globalmente all'ottenimento di una maggiore velocità di combustione fino ad un regime di 3500 giri/min, e che la MAP non ha alcuna influenza sulla durata della combustione.

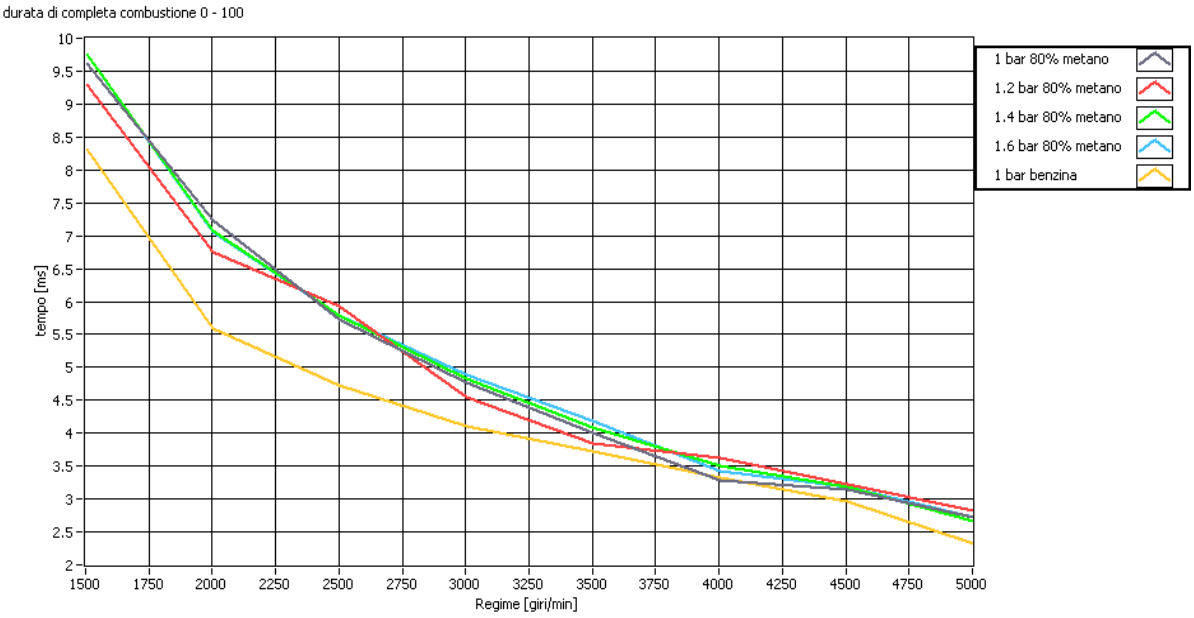


**Figura 5.1.8 Confronto durata complessiva combustione 0-100 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

In generale quindi è possibile dire che ad alto regime si è ottenuta una velocità di combustione prossima a quella del benzina, considerando però il fatto che nel secondo caso la miscela utilizzata non è stechiometrica ma è ricca allo scopo di ridurre il pericolo di detonazione e abbassare la temperatura in camera.

Per capire quanto efficiente sia stato il motore dal punto di vista energetico, occorre valutare il rendimento indicato, ovvero il rapporto tra l'energia ottenuta (sotto forma di lavoro) e l'energia che viene fornita dal combustibile. Ovvero indica quanto bene il motore ha convertito l'energia chimica del combustibile in energia meccanica.

L'energia fornita dal combustibile è data dalla somma delle masse dei due combustibili, utilizzati nella miscela double-fuel, pesata con i rispettivi poteri calorifici inferiori.

I risultati ottenuti mostrano che sostanzialmente si riesce ad ottenere un miglioramento del rendimento, rispetto al caso in cui si utilizzi soltanto GNC (indicato come 100% metano a 1 bar), soltanto in pochi punti. In particolare, per bassi regimi e per basse MAP (fig. 5.1.9).

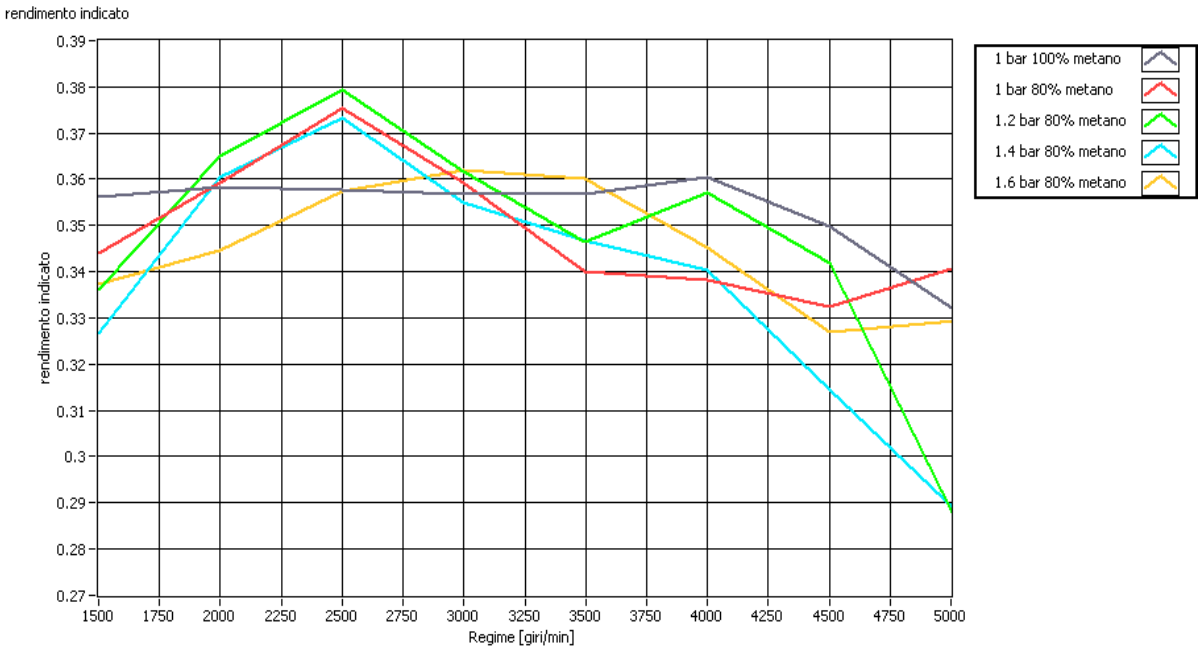


**Figura 5.1.9 Confronto andamenti del rendimento indicato da 1 bar a 1.6 bar**

Vengono riportati due confronti significativi in termini di rendimento indicato corrispondenza di MAP 1.2 bar e 1.6 bar (fig. 5.1.10 e fig. 5.1.11).

Dai grafici si evince che per MAP 1.2 bar l'andamento del rendimento del double-fuel tende a seguire quello del GNC, mentre per 1.6 bar l'andamento risulta essere tutto al di sotto.

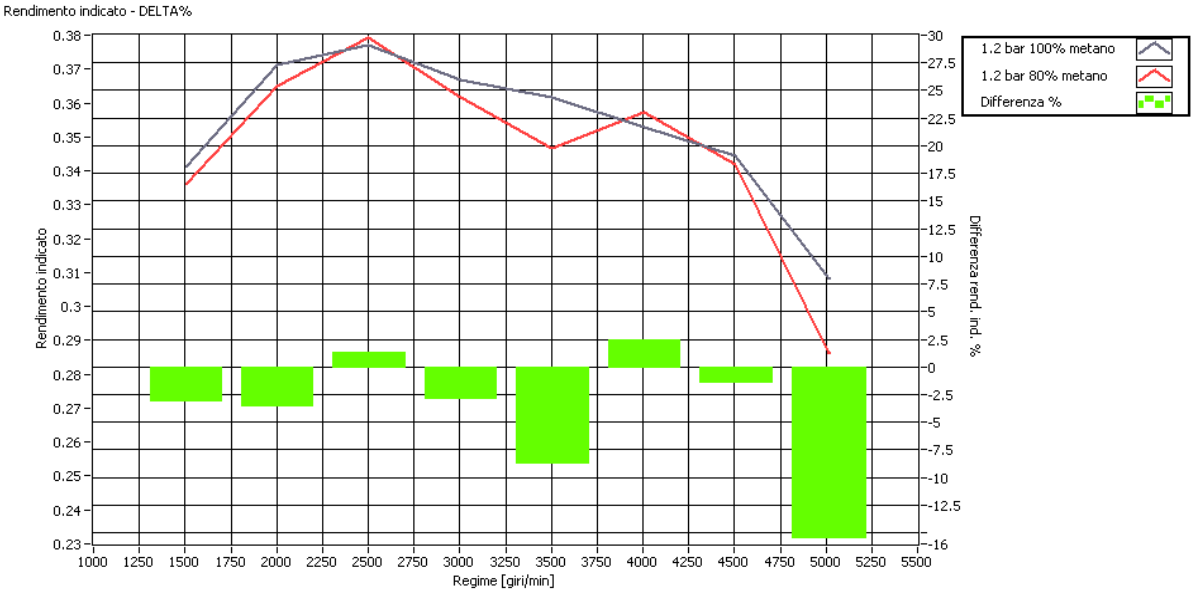


**Figura 5.1.10 Confronto degli andamenti del rendimento indicato tra GNC e double-fuel 80% metano - 20% benzina a MAP 1.2 bar**

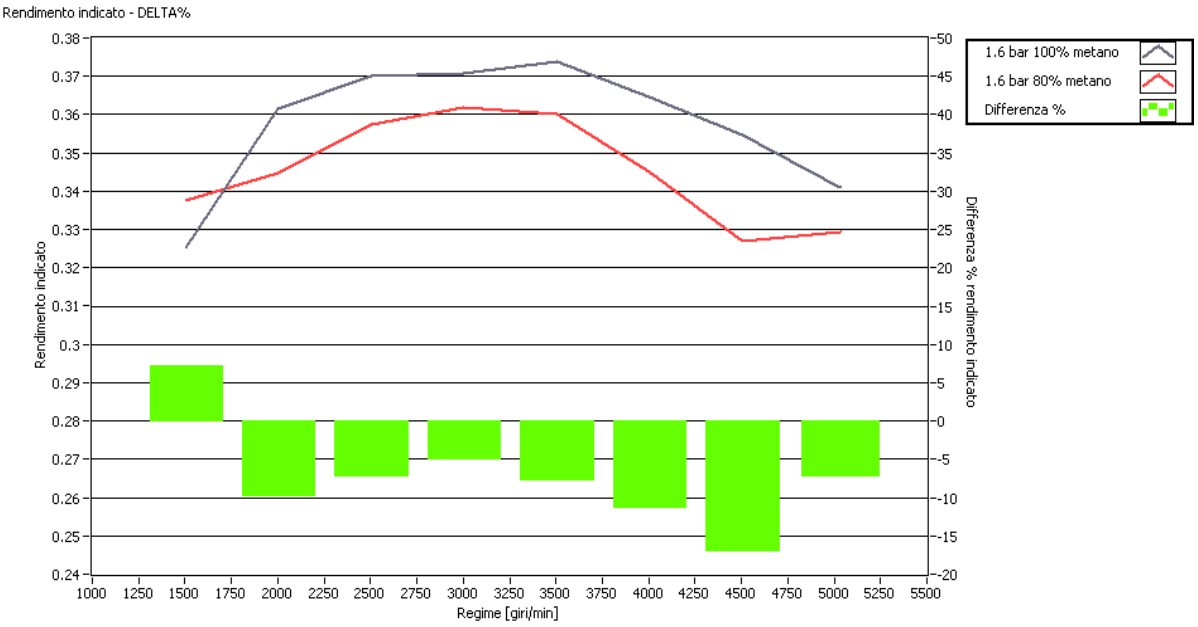


**Figura 5.4.10 Confronto andamento del rendimento indicato per MAP 1.6 bar tra metano e double-fuel 80% metano - 20% benzina**

Il rendimento indicato si mantiene prossimo a quello del GNC per modeste pressioni di sovralimentazione e utilizzando piccole percentuali di benzina nella miscela, ma comunque sempre più alto rispetto al caso in cui si utilizzi soltanto benzina, come si può osservare dal grafico successivo (fig. 5.4.11).

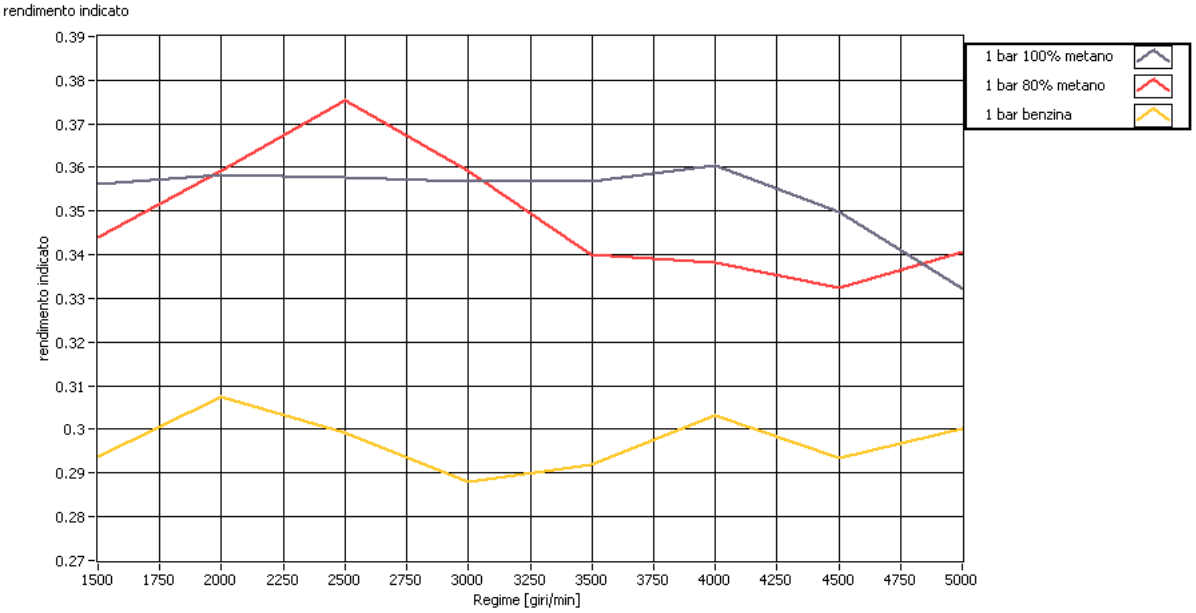


**Figura 5.4.11 Confronto rendimento indicato a MAP 1 tra CNG, double-fuel 80% metano - 20% benzina e benzina 100%**

Riassumendo, nelle prove fin qui effettuare, anche variando la pressione di sovralimentazione, il rendimento della miscela double-fuel si mantiene nell'intorno di quello del GNC ma comunque sempre ben al di sopra di quello del benzina.

Il rendimento indicato con benzina si può osservare come si attesti su valori attorno allo 0.30 mentre quelli del double fuel o GNC siano prossimi a 0.35/0.36.

Il rendimento double-fuel è più alto perché la miscela con cui si alimenta il motore è complessivamente stechiometrica, a differenza del benzina in cui si persegue un arricchimento a pieno carico ($\lambda \leq 0.95$). Per il GNC non avrebbe senso operare un arricchimento della miscela perché con tale strategia non si limita la detonazione ne velocizza la combustione.

## 5.2 Analisi double fuel 60% GNC 40% Benzina

Nel secondo set di prove è stata utilizzata una miscela costituita dall'60% in massa di GNC e 40% di Benzina.

Anche in queste condizioni in corrispondenza di MAP pari ad 1 si è avuto un miglioramento nell'utilizzo della miscela double-fuel su quasi tutti i punti di funzionamento e in particolare a 3000giri/min con un incremento di pmi dell'ordine del 15% (fig 5.2.1).

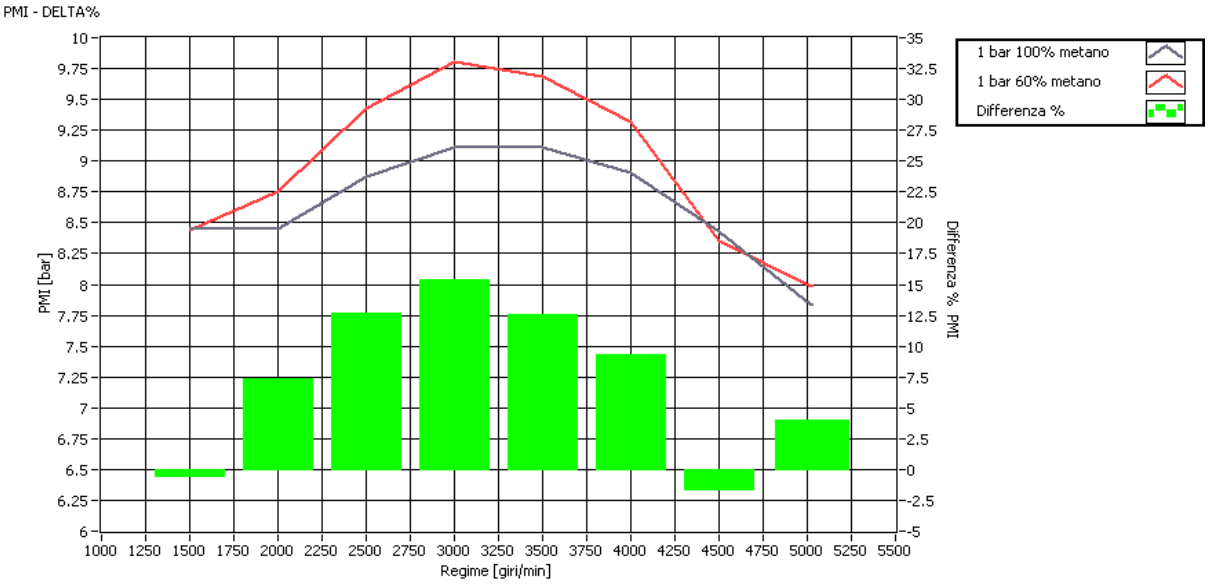


**Figura 5.2.1 Confronto pmi a 1 bar tra miscela 60% metano – 40% benzina e 100% metano**

All'aumentare della MAP l'aumento di pmi è sempre presente per valori fino a 4000giri/min, per poi diminuire o comunque eguagliarsi ai valori del GNC. In seguito vengono riportati i grafici per gli altri valori di MAP utilizzati (fig 5.2.2 e fig5.2.3).

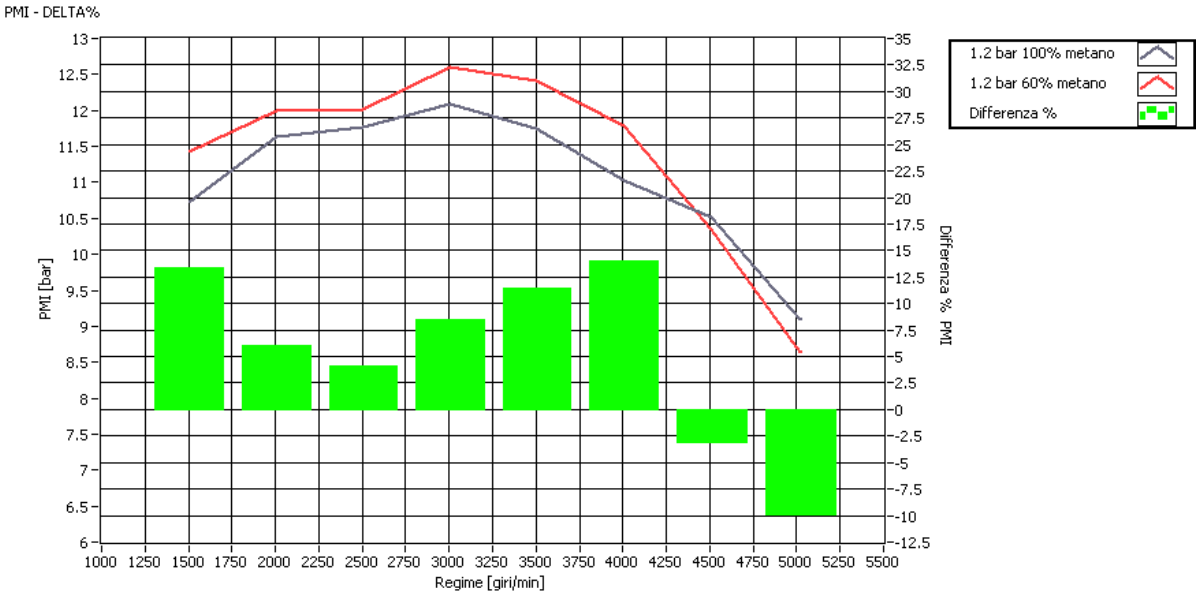


**Figura 5.2.2 Confronto pmi a 1.2 bar tra miscela 60% metano – 40% benzina e 100% metano**

Per MAP 1.2 bar oltre i 4000giri/min si ha un calo della pmi a causa dell'utilizzo di scarsi anticipi di accensione che portano ad un aumento dell'LPP e quindi ad una scarsa fasatura della combustione. Ai regimi elevati, infatti, la potenza termica sviluppata dal motore non riesce ad essere dissipata efficacemente e produce incrementi eccessivi di temperatura in camera di combustione, che facilitano l'incipiente detonazione. In questo modo l'effetto dell'incremento di temperatura predomina sul beneficio fornito da una maggiore turbolenza, portando il motore a funzionare con una fasatura non ottimale.

L'effetto della turbolenza infatti è quello di velocizzare la combustione, poiché consente al fronte di fiamma di raggiungere in minor tempo il gas finale. Se il gas finale è stato sottoposto ad una ad una storia di pressione e temperatura tali da innescare detonazione, l'effetto della turbolenza non riesce a soffocare eventuali fenomeni di combustione anomala, per cui si è costretti ad utilizzare non più anticipi di massima coppia, ma anticipi di incipiente detonazione.

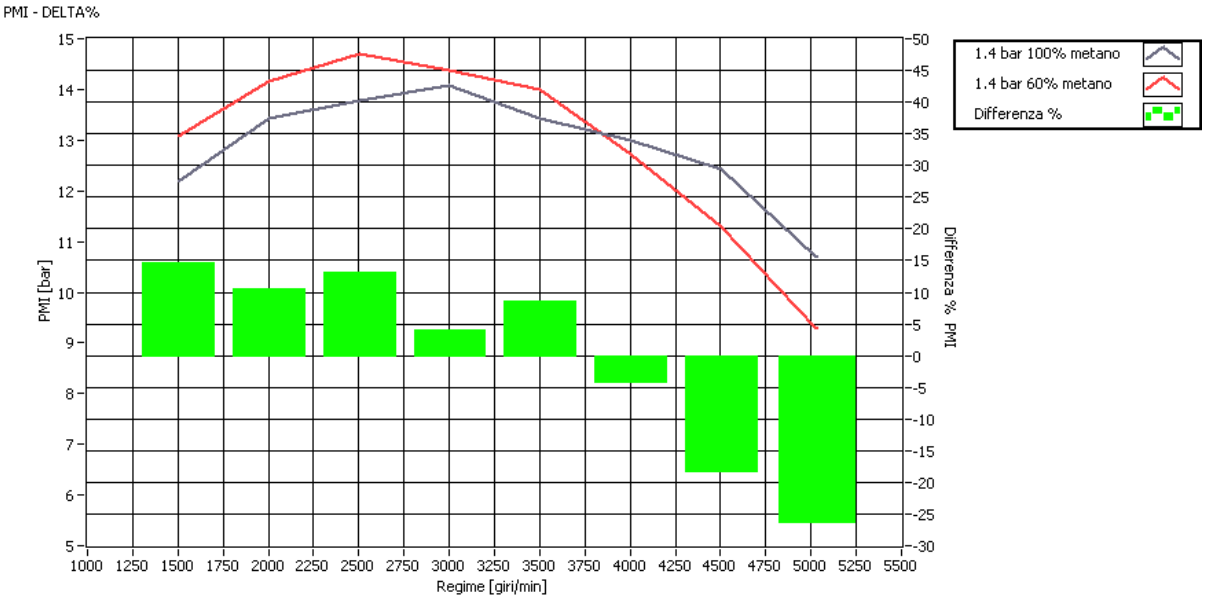


**Figura 5.2.3 Confronto PMI a 1.4 bar tra miscela 60% metano – 40% benzina e 100% metano**

È possibile notare anche ad 1.6 bar (fig. 5.2.4) la caduta di pmi a 4000giri/min, legata ad un aumento dell'LPP (fig. 5.2.5), in cui è proprio la temperatura del motore che predomina sul manifestarsi di una più forte turbolenza in camera.

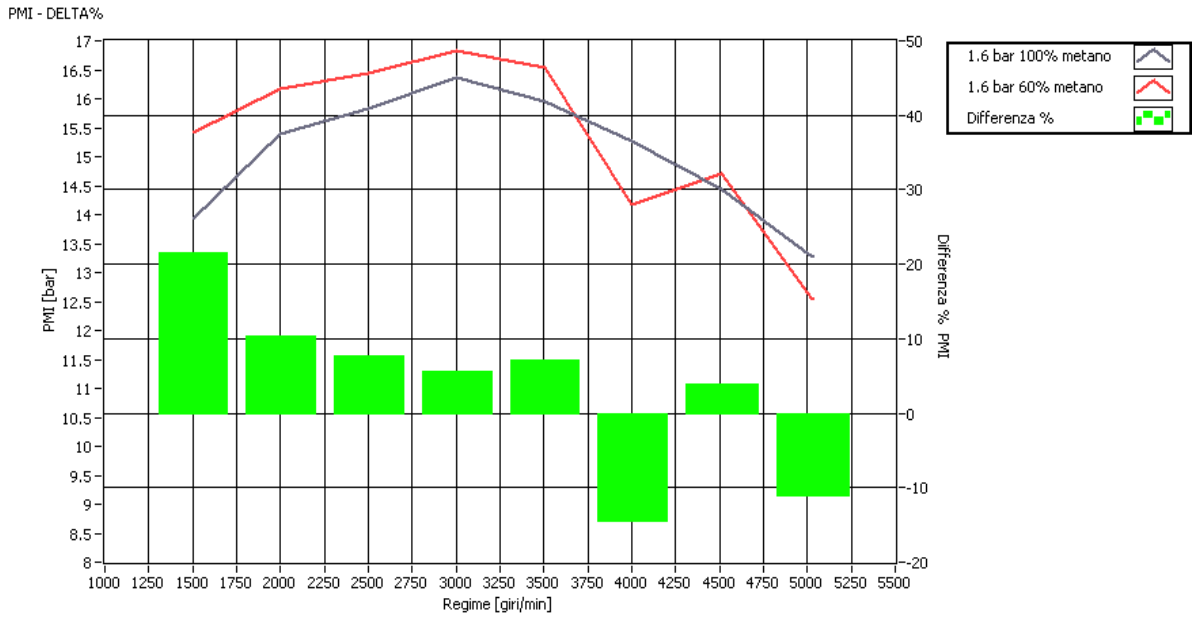


**Figura 5.2.4 Confronto pmi a 1.6 bar tra miscela 60% metano – 40% benzina e 100% metano**

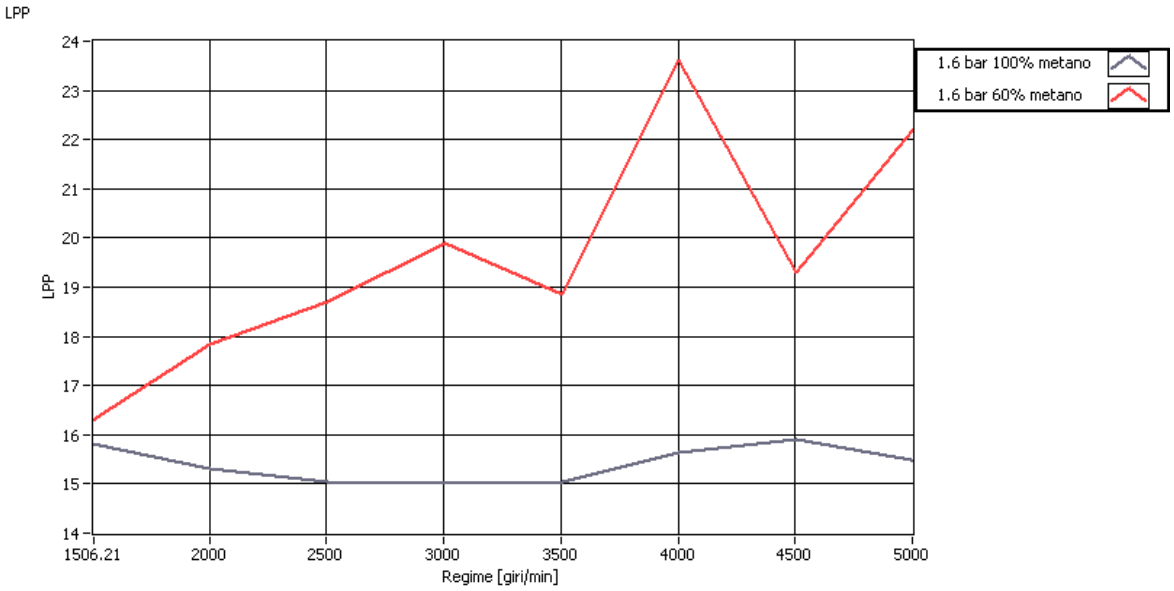


**Figura 5.2.5. Confronto LPP tra miscela 60% metano – 40% benzina e 100% metano**

Come si vede dalla figura precedente, LPP del GNC 100% si attesta attorno a 15, segno di un ottima fasatura, mentre quello della miscela double-fuel sale fino ad oltrepassare i 23°. E' da sottolineare comunque il fatto che l'impianto di raffreddamento della sala prova motori, è stato originariamente progettato per far funzionare il motore in modalità aspirata, dove le temperature si mantengono sostanzialmente più basse in tutte le condizioni di funzionamento. Le prove sono state fatte nel periodo invernale con basse temperature esterne, tuttavia l'impianto è risultato insufficiente.

Per quanto riguarda invece la durata della combustione, si è assistito, come nel caso precedente ad una velocizzazione della combustione con la MAP, in particolare ad 1.4 bar e 1.6 bar la velocità di combustione double-fuel ai bassi regimi supera quella del benzina, segno che un maggiore percentuale di benzina, nel caso di scarsa turbolenza, aiuta la fase d'innesco della combustione (fig. 5.2.6).

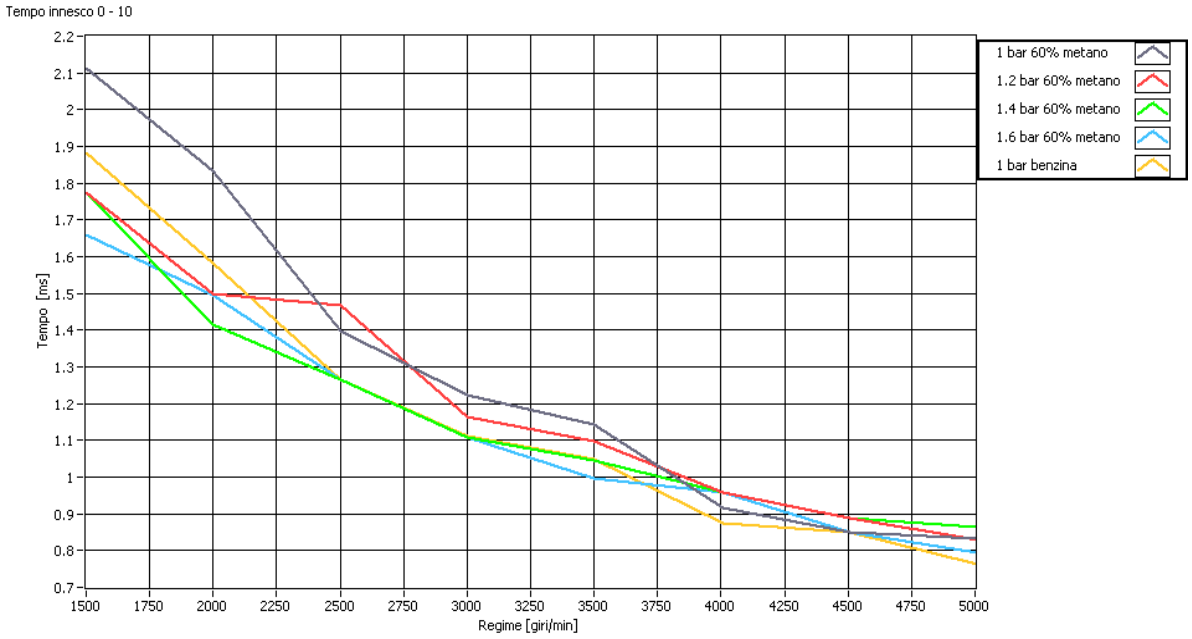


**Figura 5.2.6 Confronto tempi d'innesco 0-10 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

Nella fase di propagazione, le curve della miscela 60-40 risultano essere molto vicine tra loro e a volte leggermente più basse di quelle del benzina a basso regime (fig. 5.2.7).

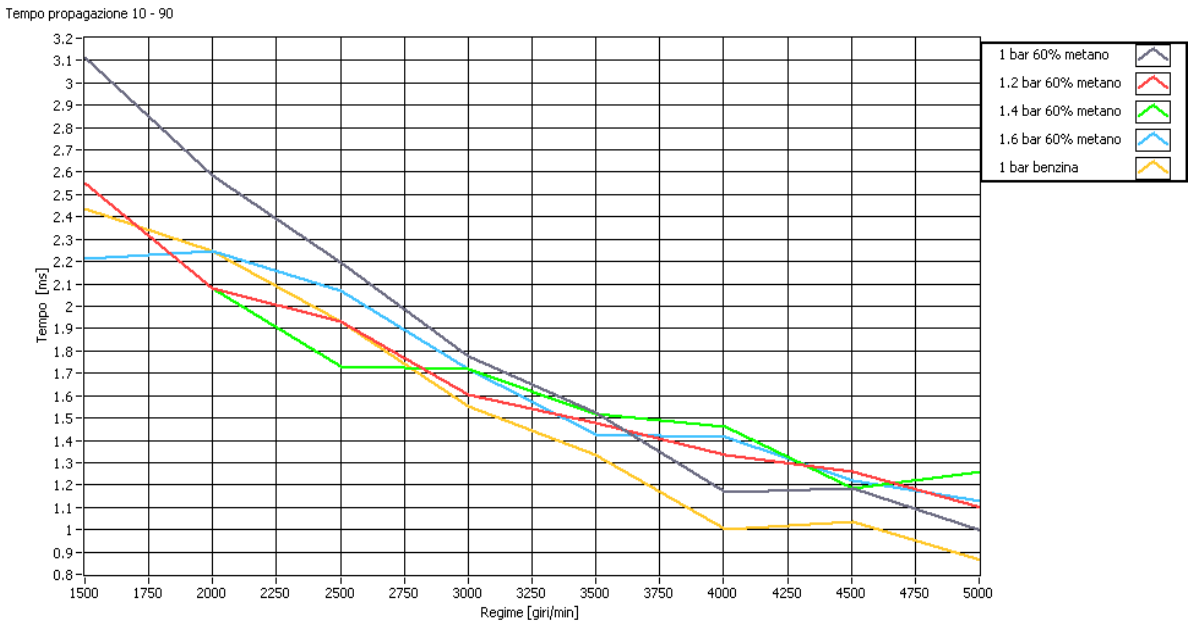


**Figura 5.2.7 Confronto tempi di propagzione 10-90 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

I tempi di estinzione tendono a diminuire all'aumentare della velocità del motore e rimangono sostanzialmente invariati al variare della pressione di sovralimentazione (fig. 5.2.8).

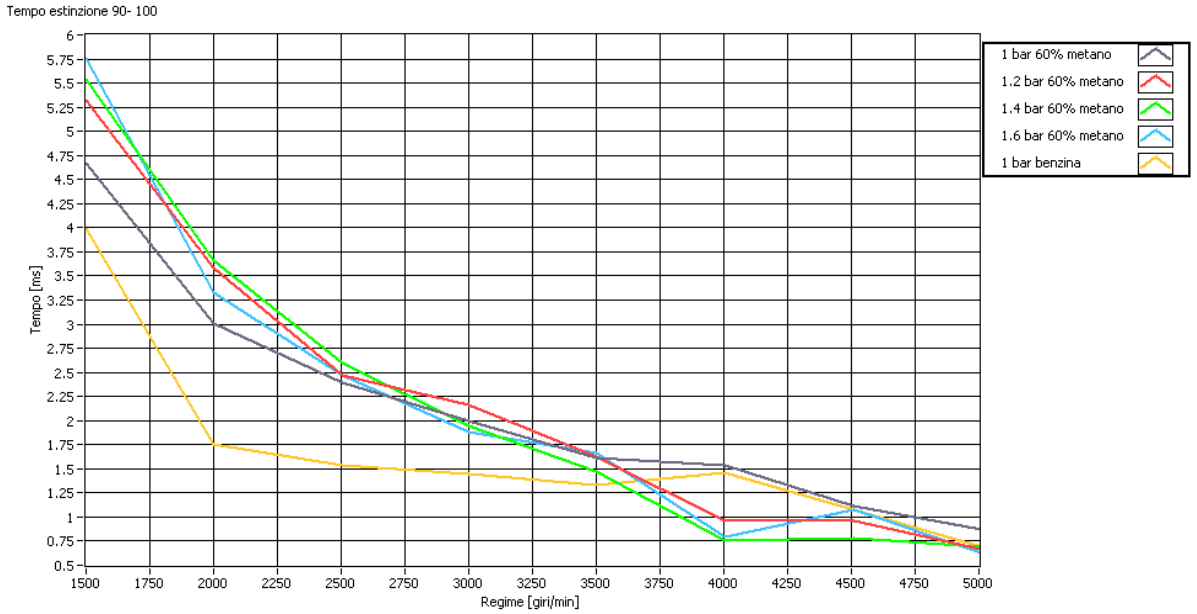


**Figura 5.5.8 Confronto tempi di estinzione 90-100 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

Nella parte finale della combustione dopo i 4000giri/min, la pressione di sovralimentazione, unitamente alla più alta turbolenza, porta ad un miglior miscelamento e ad un estinzione più rapida. Si ha infatti un distacco netto, in corrispondenza dei 4000giri/min, tra le prove ad 1 bar e quelle a pressione più elevata.

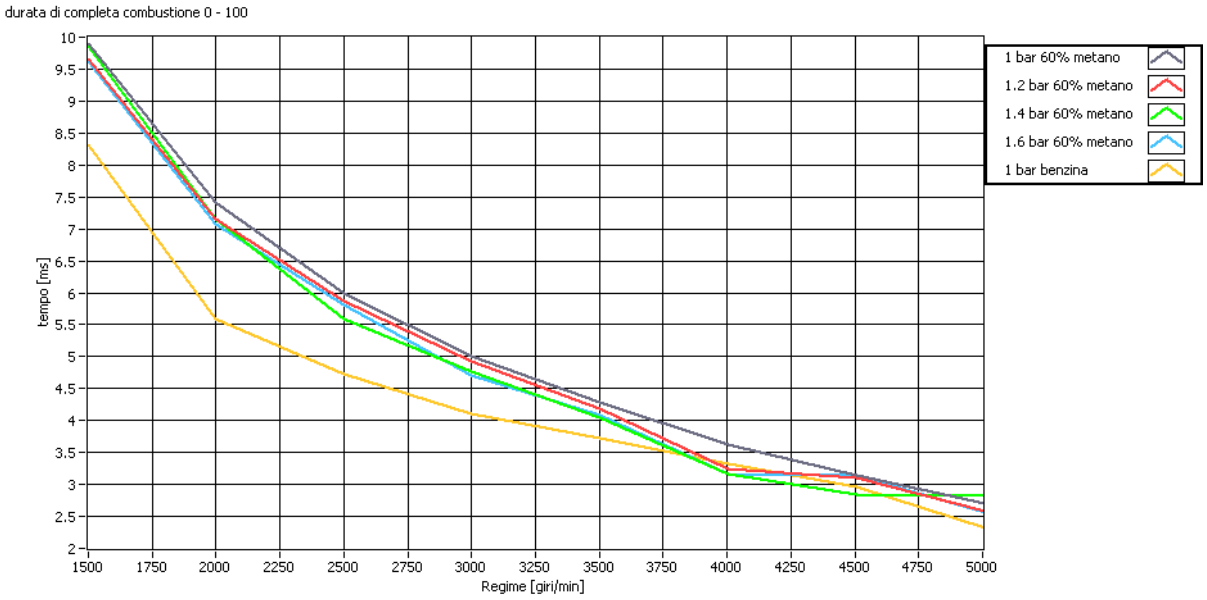


**Figura 5.2.9 Confronto durata complessiva combustione 0-100 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

Nella figura precedente viene riportato l'andamento della durata complessiva della combustione (fig. 5.2.9). Si può notare che la MAP ha scarsa influenza nel velocizzare la

combustione. Le curve per MAP 1.4 bar e 1.6 bar sono comunque leggermente più basse di quella ad 1 bar .

Per quanto riguarda il rendimento indicato (fig. 5.2.10), si ottiene un generale miglioramento, rispetto al caso in cui si utilizza solo GNC, per bassi regimi. Ad alto regime e all'aumentare del grado di sovralimentazione, il rendimento subisce una brusca flessione, legata all'utilizzo di LPP sempre più scadenti.

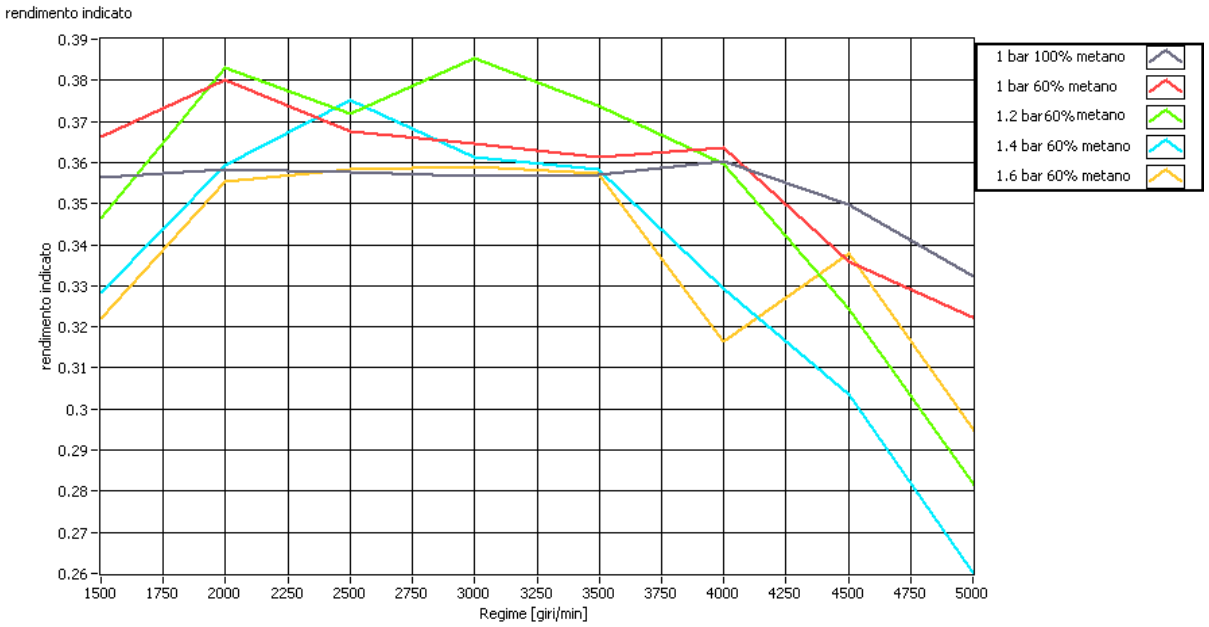


**Figura 5.2.10 Andamento del rendimento indicato da 1 bar a 1.6 bar**

## 5.3 Analisi double fuel 40% GNC 60% Benzina

Nel terzo ed ultimo  set di prove è stata utilizzata una miscela costituita dall'40% in massa di GNC e 60% di Benzina. Anche in questo caso come era prevedibile aspettarsi, l'arricchimento di benzina nella miscela double-fuel ha determinato un incremento della pmi, rispetto al caso 100% GNC, che risulta essere ancora più corposo.

Nel caso di MAP 1 bar incremento non è sceso mai al di sotto del 10% e raggiunge valori maggiori del 25%. (fig. 5.3.1).

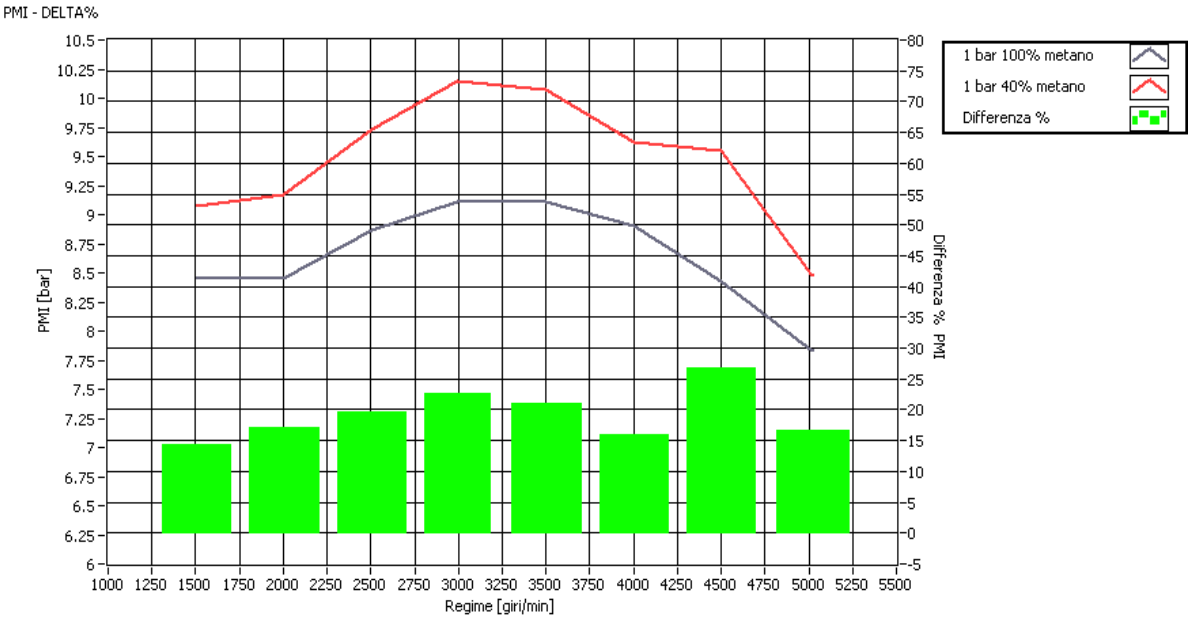


**Figura 5.3.1 Confronto pmi a 1 bar tra miscela 40% metano – 60% benzina e 100% metano**

E' interessante anche comparare, a MAP 1bar, la pmi ottenuta utilizzando la miscela double-fuel con quelle dei combustibili puri (fig.5.3.2). E' possibile notare che con l'utilizzo di una miscela costituita dal 60% di benzina, è stata ottenuta una pmi che in alcuni punti risulta essere più alta di quella del benzina puro.

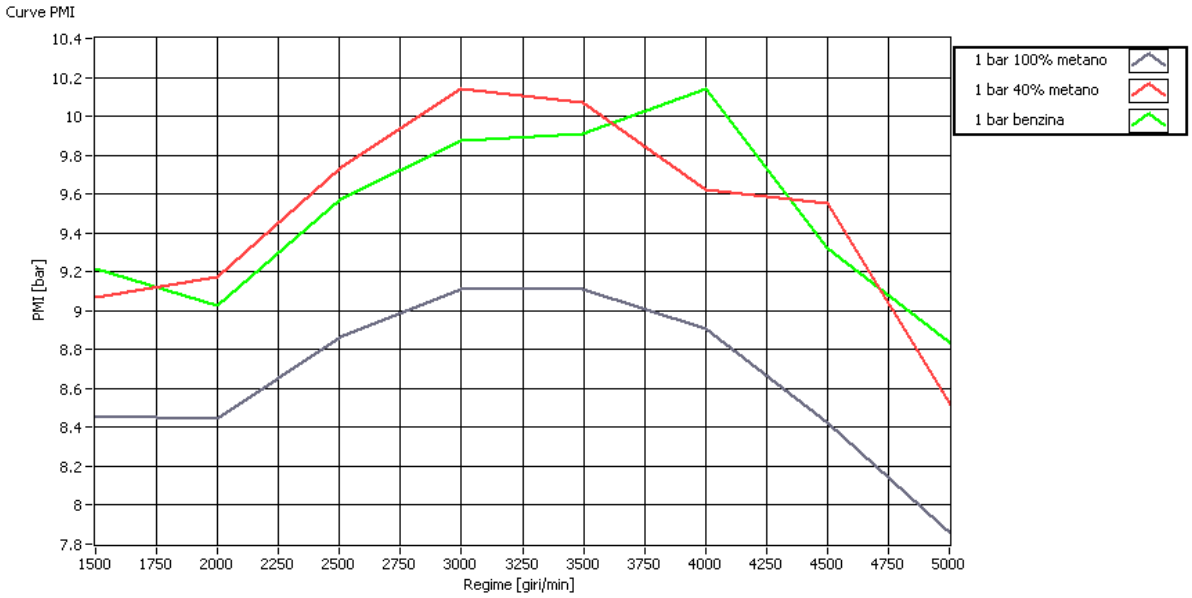


**Figura 5.3.2 Confronto pmi a 1 bar tra miscela 40% metano – 60% benzina, 100% metano e benzina**

È possibile osservare che anche per MAP superiori ad 1bar si sono ottenuti incrementi di pmi rispetto al caso in cui si utilizza GNC. Nel grafico ad 1.2 bar, tranne a 5000 giri/min, l'incremento di pmi conseguita con il double- fuel è sempre superiore al 5% (fig. 5.3.3).

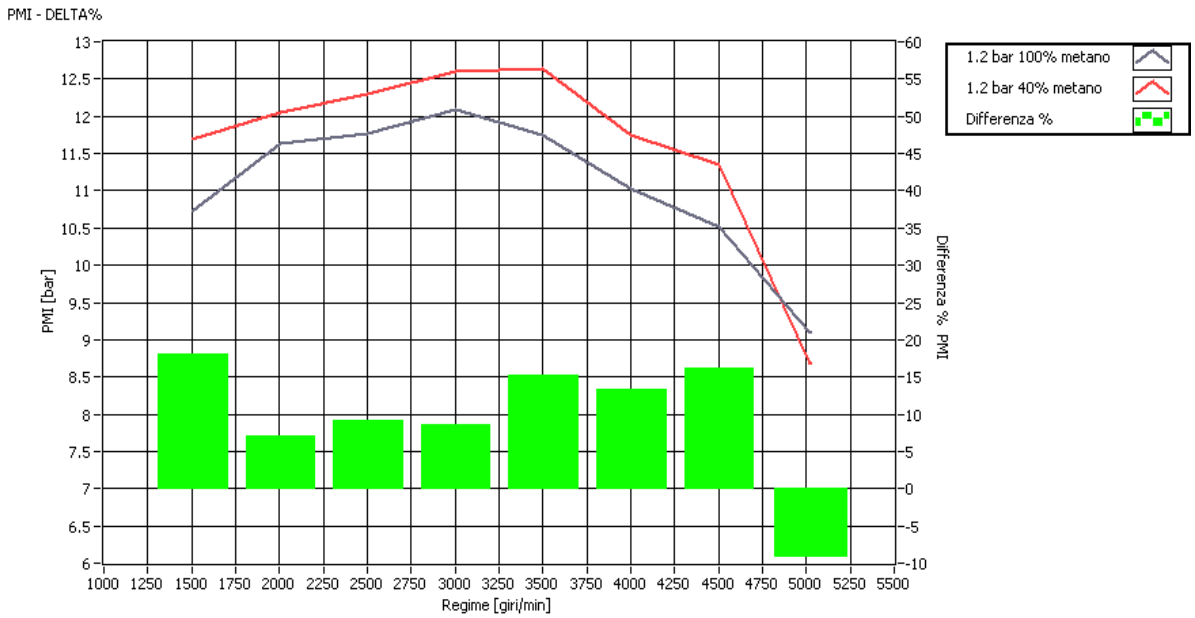


**Figura 5.3.3 Confronto pmi a 1.2 bar tra miscela 40% metano – 60% benzina e 100% metano**

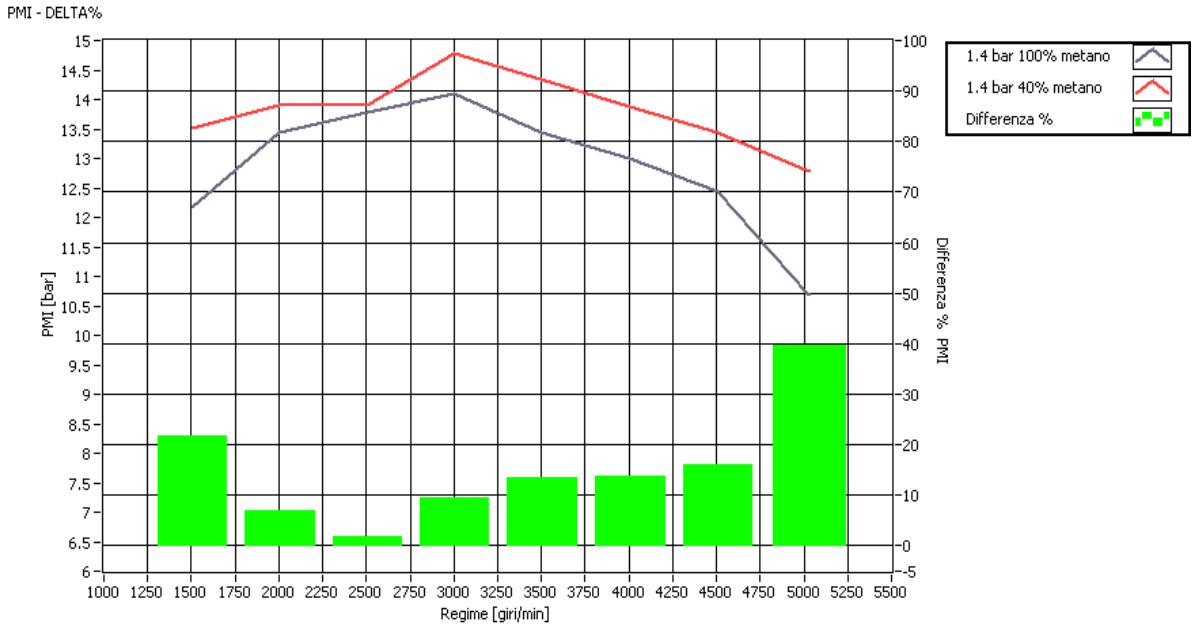


**Figura 5.3.4 Confronto pmi a 1.4 bar tra miscela 40% metano – 60% benzina e 100% metano**

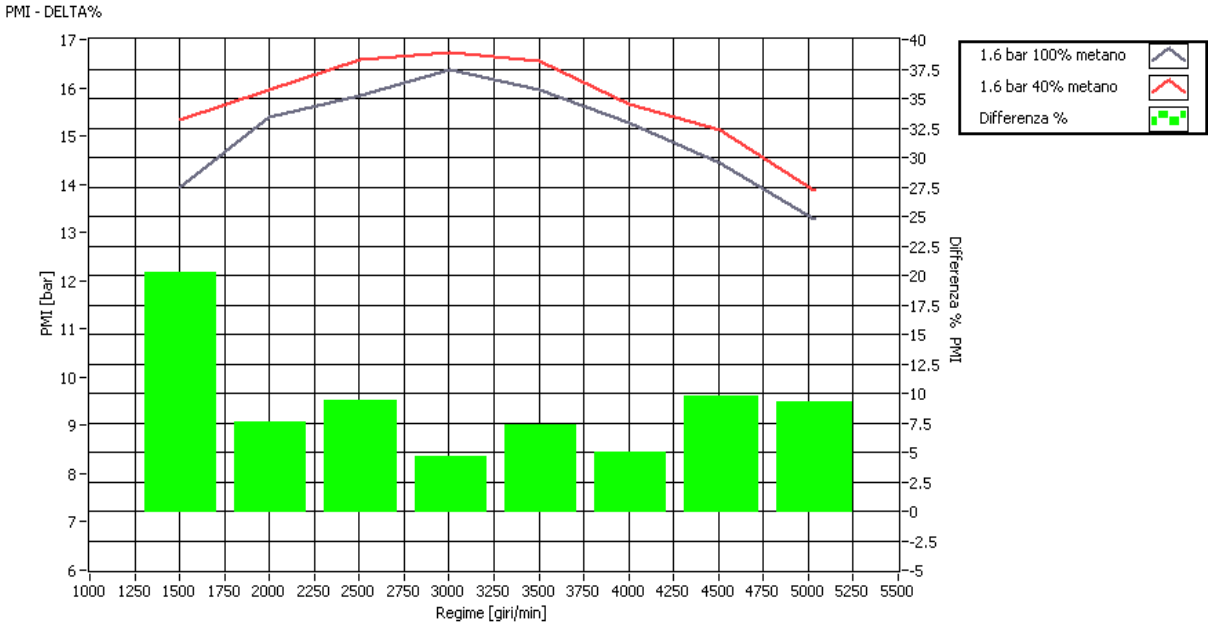


**Figura 5.3.5 Confronto pmi a 1 bar tra miscela 40% metano – 60% benzina e 100% metano**

Riguardo la durata della combustione, la fase d'innesco e quella di propagazione non sono influenzate molto dalla MAP con questa miscela double-fuel e le curve risultano avere un andamento molto compatto (fig.5.3.6 e fig. 5.3.7) .

Quindi indipendentemente dalla MAP, l'aumento di benzina porta un beneficio nel ridurre i tempi d'innesco anche quando è bassa la turbolenza.

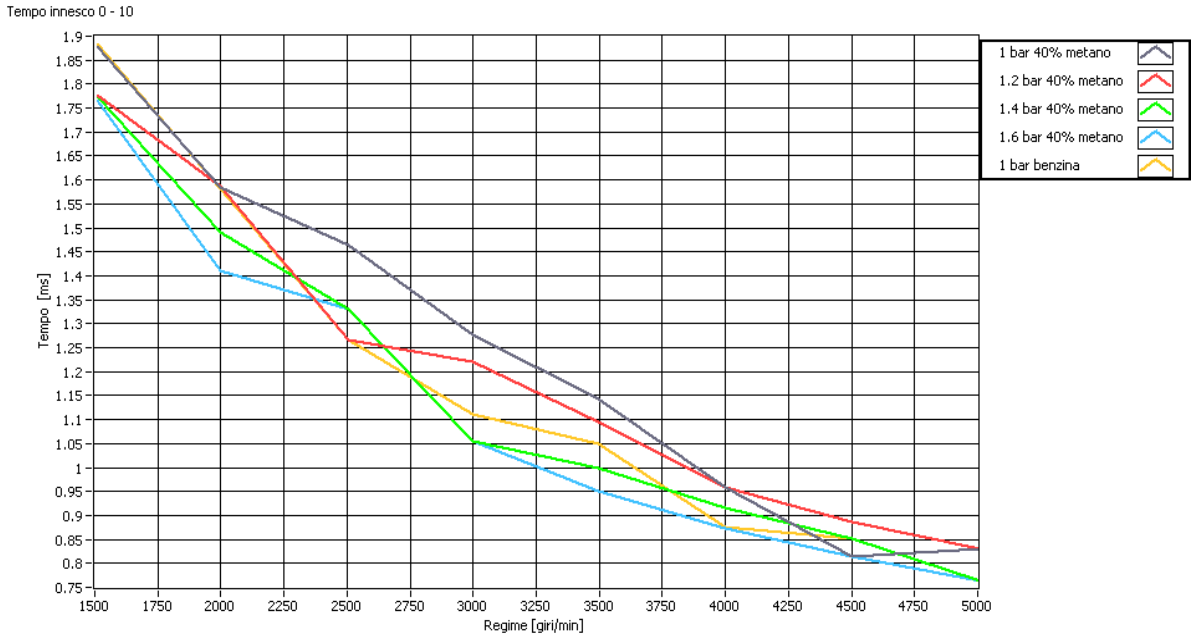


**Figura 5.3.6 Confronto tempi d'innesco 0-10 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

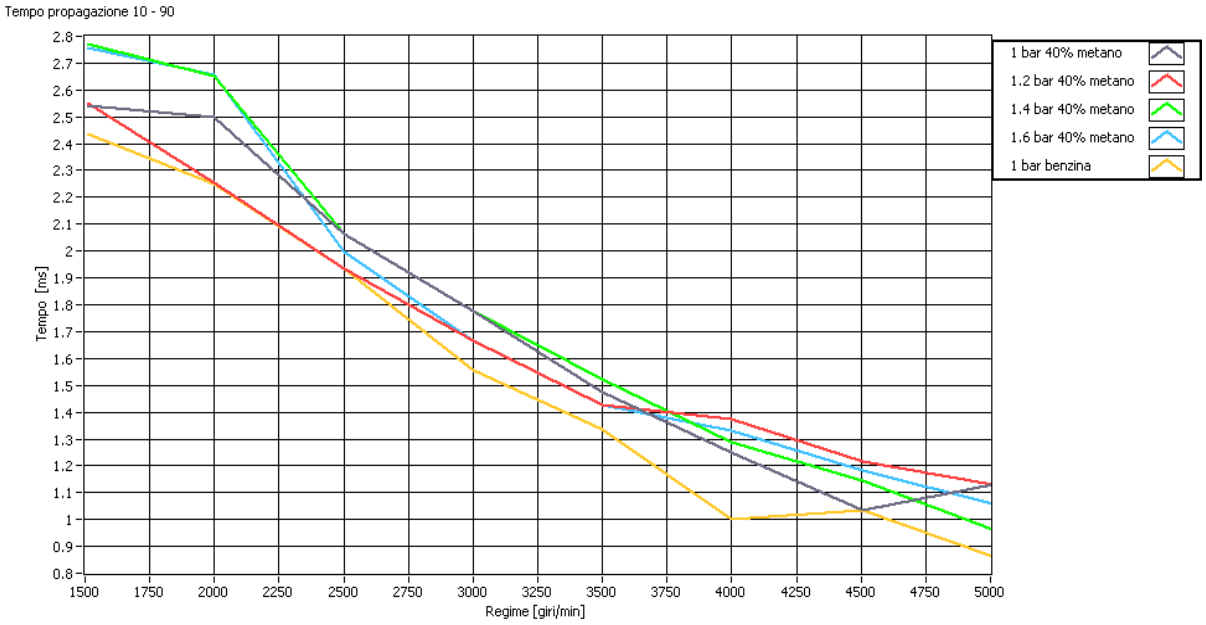


**Figura 5.3.7 Confronto tempo di propagazione 10-90 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

La fase di estinzione invece risulta essere influenzata dalla MAP, infatti all'aumentare della pressione di sovralimentazione la velocità aumenta (fig.5.3.8). A basso regime e a MAP più alte, la benzina, presente in percentuale più alta rispetto al metano, tende a predominare sulla fase di estinzione, fenomeno esattamente opposto rispetto al caso in cui la miscela double-fuel era costituita dall'80% di GNC e 20% di benzina.

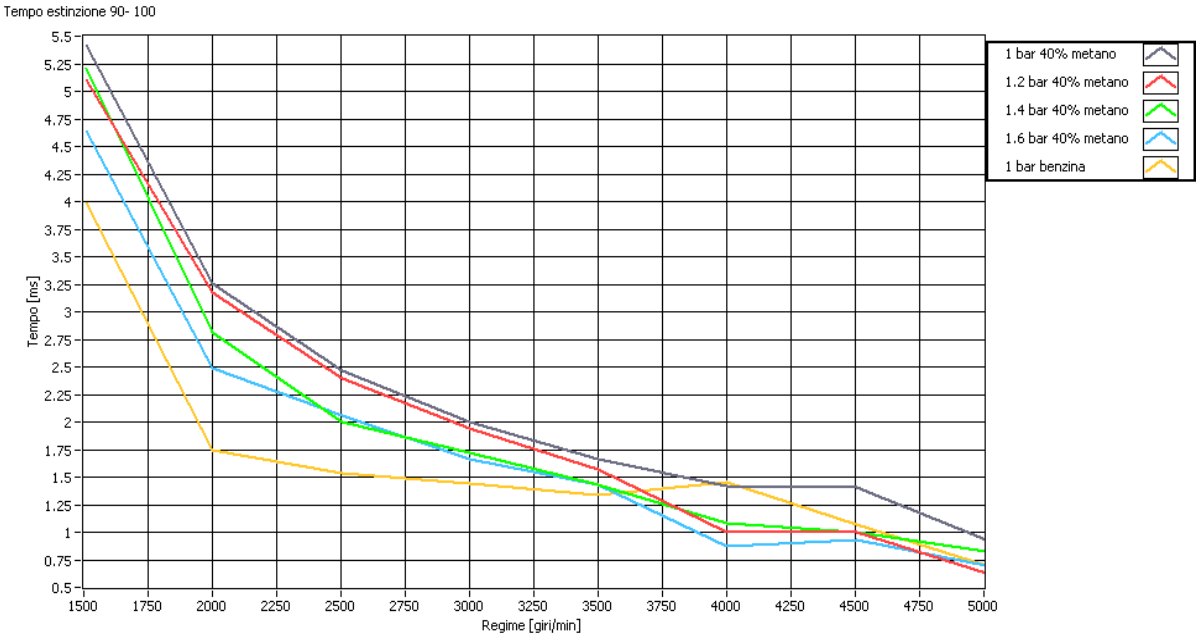


**Figura 5.3.8 Confronto tempi di estinzione 90-100 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

La durata complessiva risulta essere influenzata dalla MAP in modo più evidente rispetto al caso 80-20. Per regimi elevati il double-fuel riesce ad ottenere velocità di combustione più alte del solo benzina.

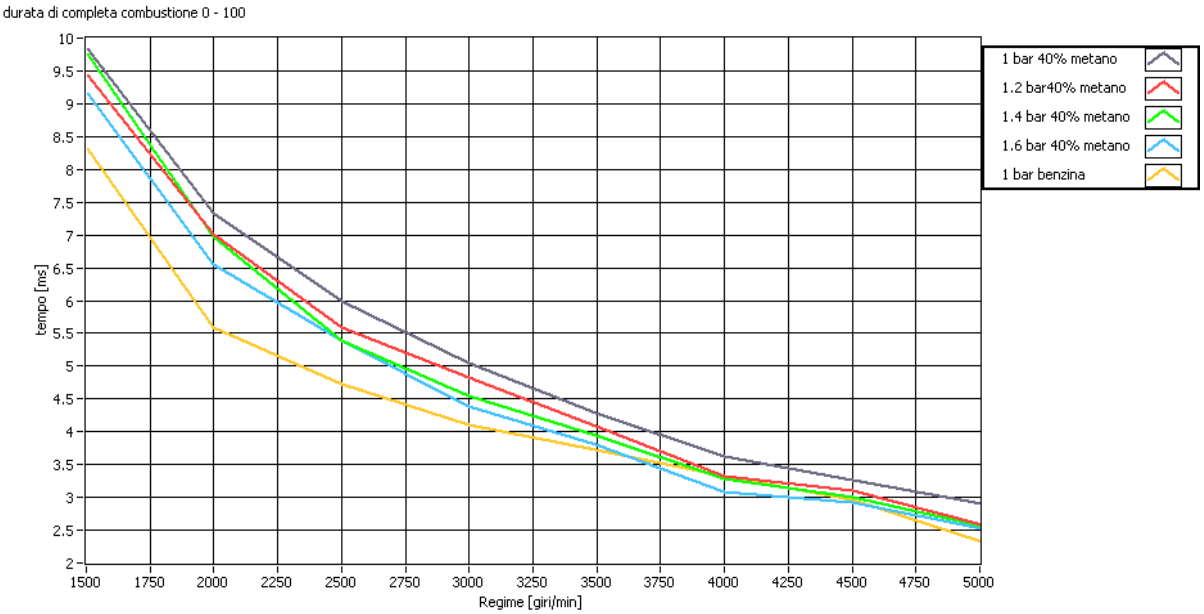


**Figura 5.3.9 Confronto durata complessiva combustione 0-100 MFB da 1 bar a 1.6 bar**

La miscela utilizzata in questo set di prove ha imposto l'utilizzo di LPP scadenti, a causa del problema dell'elevata temperatura del motore precedentemente discusso.

Come si può infatti osservare dal grafico successivo, l'utilizzo di elevate MAP, costringendo il motore a funzionare ad un regime di temperatura più alto, porta ad utilizzare bassi anticipi e quindi fasature non ottimali (fig.5.3.10). In queste condizioni la presenza ancora più bassa del metano, rispetto ai casi precedenti, porta a maggior ragione la diminuzione dell'effetto cuscinetto, da parte del metano, sul manifestarsi di fenomeni di detonazione. A basse pressioni, 1÷1.2 bar, essendo le temperature mediamente più basse, il problema viene risentito meno e consente di far funzionare il propulsore con anticipi che sono ottimali, o comunque prossimi a questi.

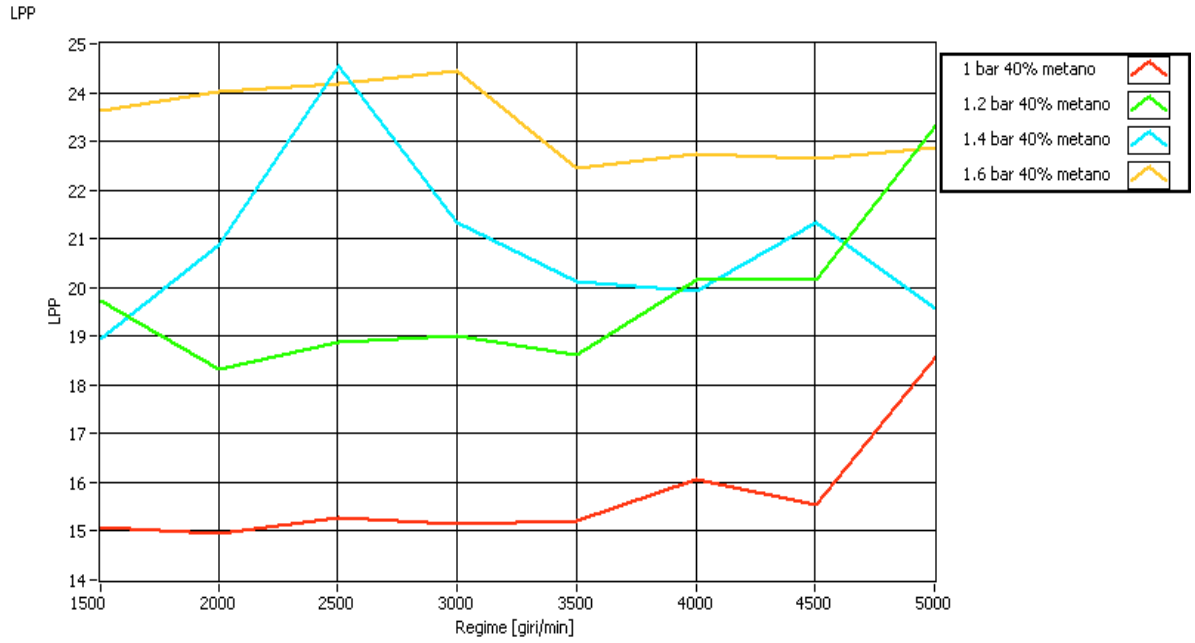


**Figura 5.3.10 Andamento dell'LPP al variare della MAP con miscela double-fuel 40% metano - 60% benzina**

L'effetto della fasatura non ottimale si fa risentire soprattutto nel rendimento, abbassandolo a valori inferiori a quelli del 100% GNC (fig.5.3.11).

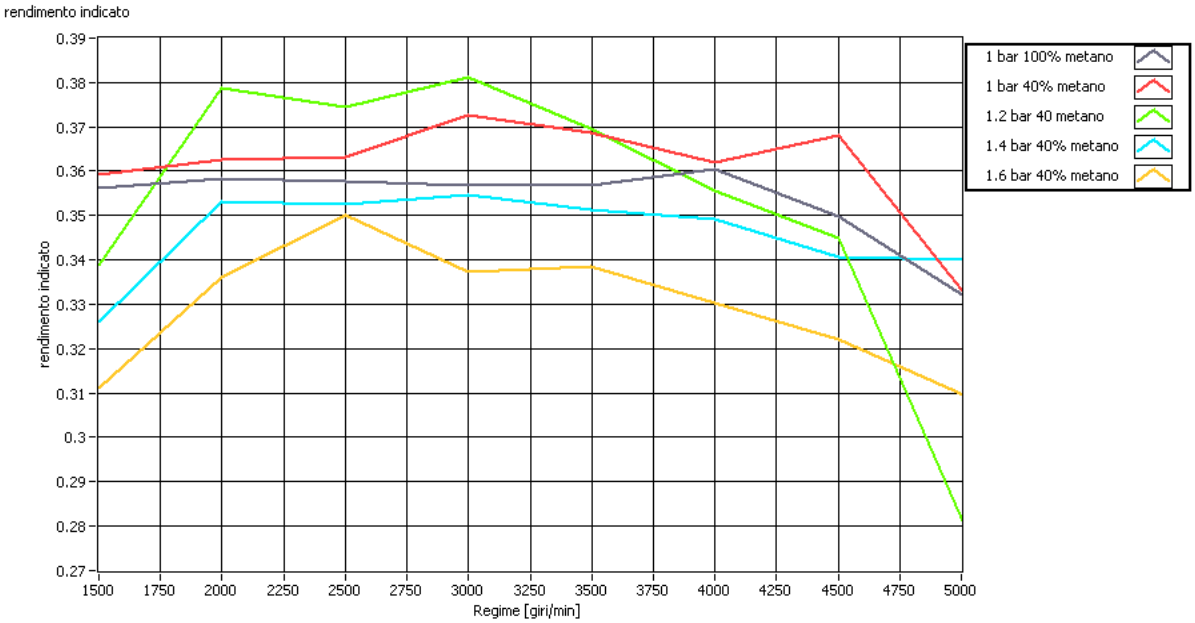


**Figura 5.3.11 Andamento del rendimento indicato per le diverse MAP**

La condizione 1 bar 40% metano risulta essere la migliore da questo punto vista, essendo la curva tutta più in alto rispetto al 100% metano. Si era visto precedentemente che, nel confronto tra la pmi double-fuel e quella benzina a MAP 1bar, l'utilizzo del 60% di benzina consentiva l'ottenimento di una pmi analoga a quella del benzina. Questa condizione indica che non è possibile ottenere una pmi analoga a quella del caso benzina e con però un rendimento più alto.

## 5.4 Analisi 1 bar

Effettuata l'analisi sul comportamento di ogni singola miscela alle varie pressioni di sovralimentazione, è stato possibile effettuare un confronto a parità di MAP al variare della percentuale dei combustibili. È noto che la sovralimentazione gioca un ruolo fondamentale sulla quantità di energia liberata all'interno del cilindro e che aumentando la MAP, a parità di condizioni, la pmi aumenta.

Si può osservare che il rapporto tra le percentuali di combustibile nella miscela ha anch'essa un influenza ed in particolare all'aumentare del contenuto di benzina aumenta la pressione media indicata. Dalla ricchezza di benzina della miscela il motore riesce a erogare una quantità di energia superiore e in particolar modo con miscele costituite dal 40% di metano e 60% di benzina (fig. 5.4.1).

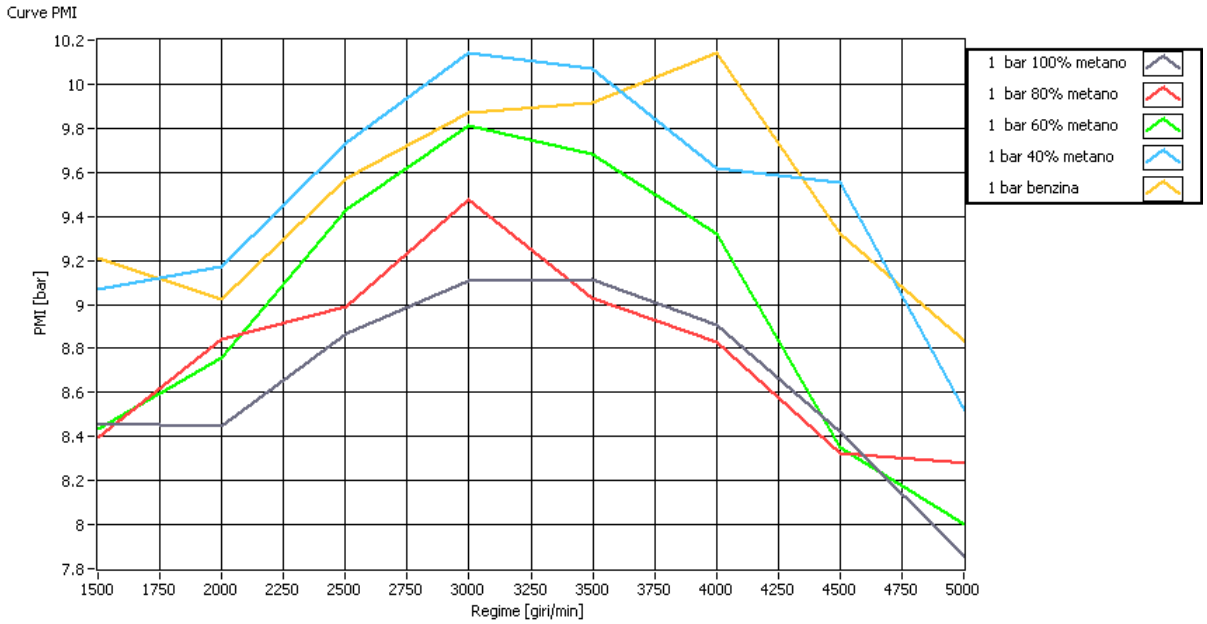


**Figura 5.4.1 Andamento della pmi per MAP 1 bar al variare della percentuale di miscela double-fuel**

L'incremento di pmi con la percentuale di benzina è legato sostanzialmente al miglioramento del riempimento del motore, oltre al fatto che sono stati utilizzati anticipi sempre ottimali.

La valutazione dell'incremento di prestazione può essere effettuato diagrammando l'andamento della potenza indicata, calcolata attraverso il lavoro indicato e non quello effettivo (fig. 5.4.2).

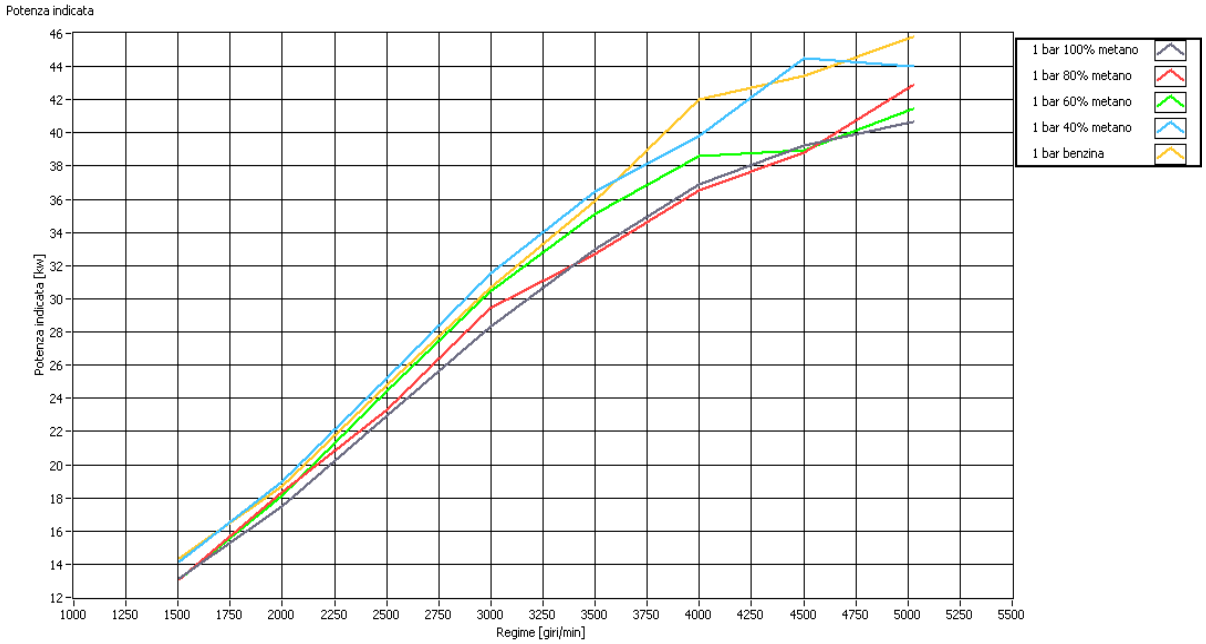


**Figura 5.4.2 Andamento della potenza indicata per MAP 1 bar al variare della miscela double fuel**

L'incremento di pmi si traduce in un aumento della coppia in corrispondenza di tutti i regimi di rotazione (fig.5.4.3).

Il sistema di sovralimentazione è stato realizzato per ottenere una certa flessibilità nel funzionamento in serie al motore e non per realizzare un confronto tra questo sistema di sovralimentazione  e uno realmente impiegato.

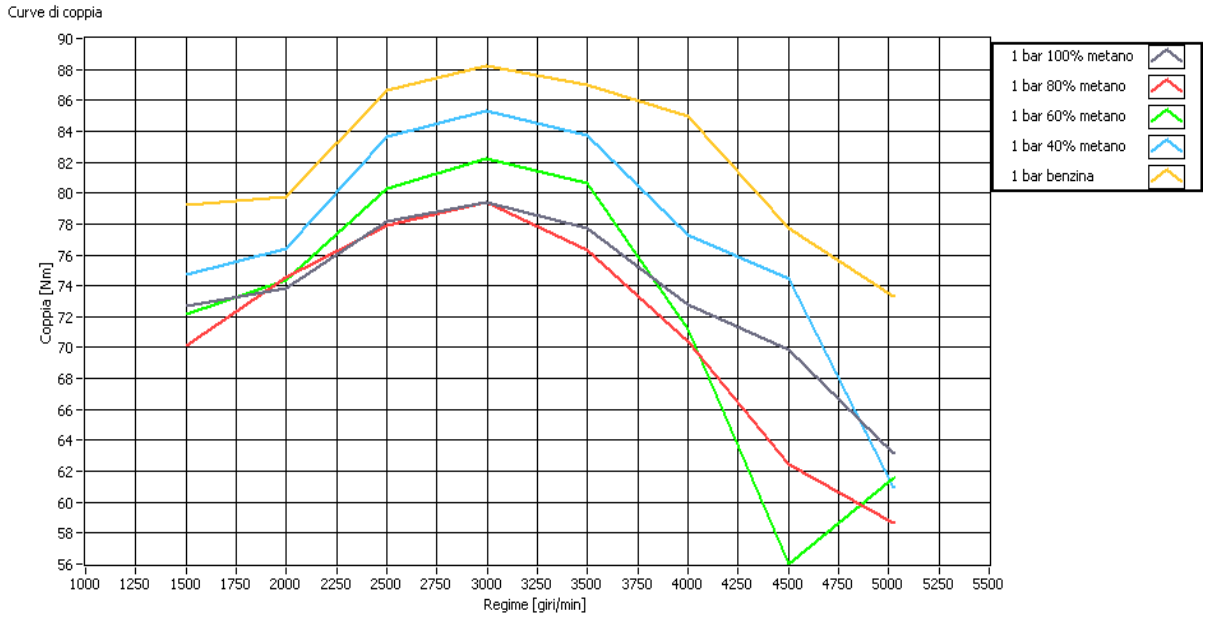


**Figura 5.4.3 Curve di coppia (lorda) per MAP 1 bar al variare della miscela double-fuel**

Naturalmente la prestazione così analizzata, rappresenta una sovrastima rispetto al caso reale, però è comunque uno strumento in grado di fornire informazioni utili.

È possibile notare dal grafico precedente come nel caso in cui si utilizzi la miscela 40% GNC 60% benzina, la potenza indicata sia tutta più in alto rispetto le altre, con un gap evidente oltre i 4000 giri/min nei confronti delle altre miscele. La potenza indicata della miscela 40-60 risulta inoltre essere leggermente più alta anche di quella del benzina fino a 3500 giri/min. Quindi è possibile dire che nel caso in cui si richieda una strategia di funzionamento di massima prestazione del motore aspirato, la scelta ottimale sarebbe proprio l'utilizzo di una miscela 40% GNC - 60% Benzina a MAP 1 bar.

All'aumentare della percentuale di benzina, la durata della combustione non risente di particolari effetti, ad esclusione della miscela 80-20 dopo i 2500 giri/min (fig. 5.4.4).

Si è riscontrato infatti, che ad elevati regimi, l'utilizzo di piccole quantità di benzina a MAP 1 bar consentono la velocizzazione della combustione. In corrispondenza dei 4000 giri/min la miscela double-fuel eguaglia la velocità del benzina.

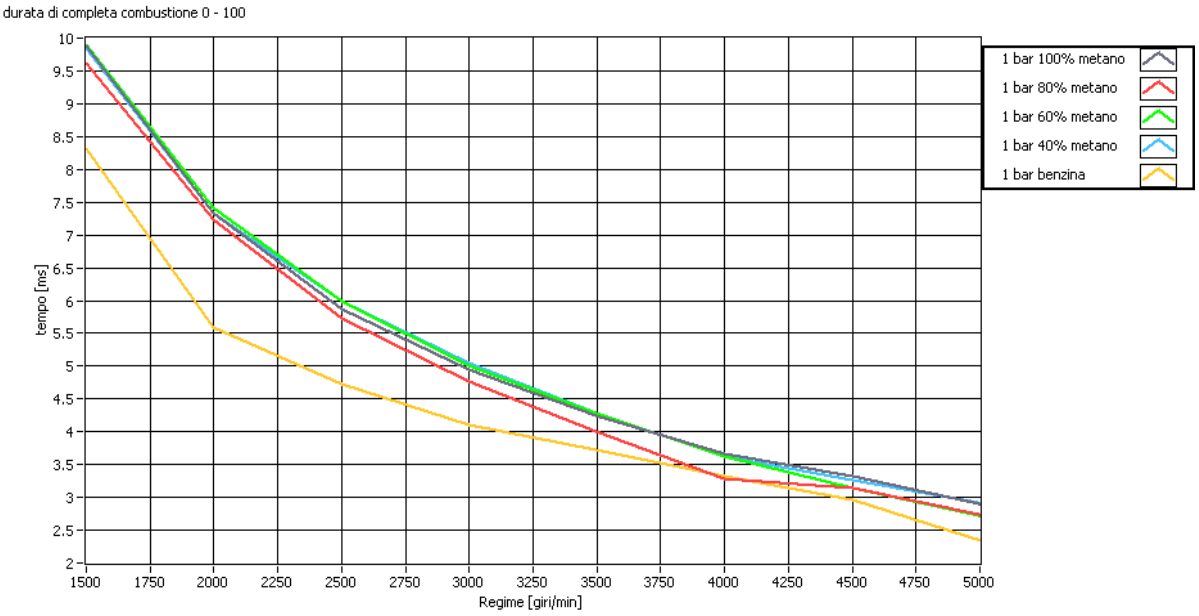


**Figura 5.4.4 Confronto durata complessiva combustione 0-100 MFB per MAP 1bar al variare della miscela double-fuel**

Detto questo, è possibile ipotizzare a parità di MAP, l'aggiunta di elevate percentuali di benzina, non consente di completare bene la combustione, poiché è presente una densità eccessiva della miscela carburata all'interno della camera. Per verificare questo

occorrerebbe effettuare una analisi dettagliata della combustione utilizzando magari dei sistemi ottici in camera.

In funzione delle condizioni di utilizzo di un propulsore, è possibile scegliere tra le strategie di funzionamento quella che consenta di ottenere le massime prestazione, come detto precedentemente, o che permetta di conseguire il massimo rendimento, condizione di minimo consumo.

In questo caso, a questo livello di pressione nel collettore, i valori del rendimento sono pressoché allineati (fig 4.4.5).

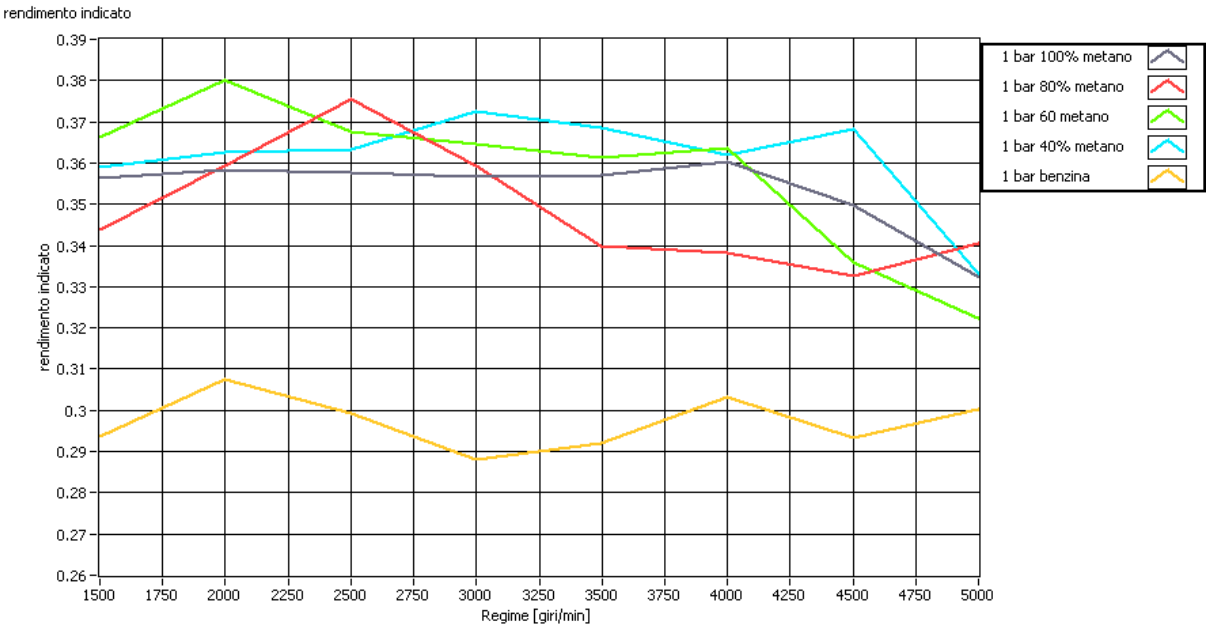


**Figura 5.4.5 Andamento del rendimento indicato per MAP 1bar al variare della miscela double-fuel**

Nella scelta di una strategia che permetta di inseguire il massimo rendimento, si potrebbe pensare di utilizzare fino a 2500 giri/min la miscela 60-40 per poi passare al 40-60.

## 5.5 Analisi 1.2 bar

Analizzando le miscele precedenti alla pressione di 1.2 bar, sicuramente è possibile notare un incremento in termini di pmi rispetto a 1 bar, però l'utilizzo di modeste quantità di benzina nella miscela non portano benefici rilevanti rispetto al caso in cui si utilizza il solo GNC (fig. 5.5.1). Questo può portare ad escludere l'utilizzo della percentuale 80-20 nel caso di 1.2 bar.

Con l'utilizzo di percentuali più alte di benzina, quindi 40% e 60%, si ottiene un miglioramento pressoché analogo in termini di pmi.

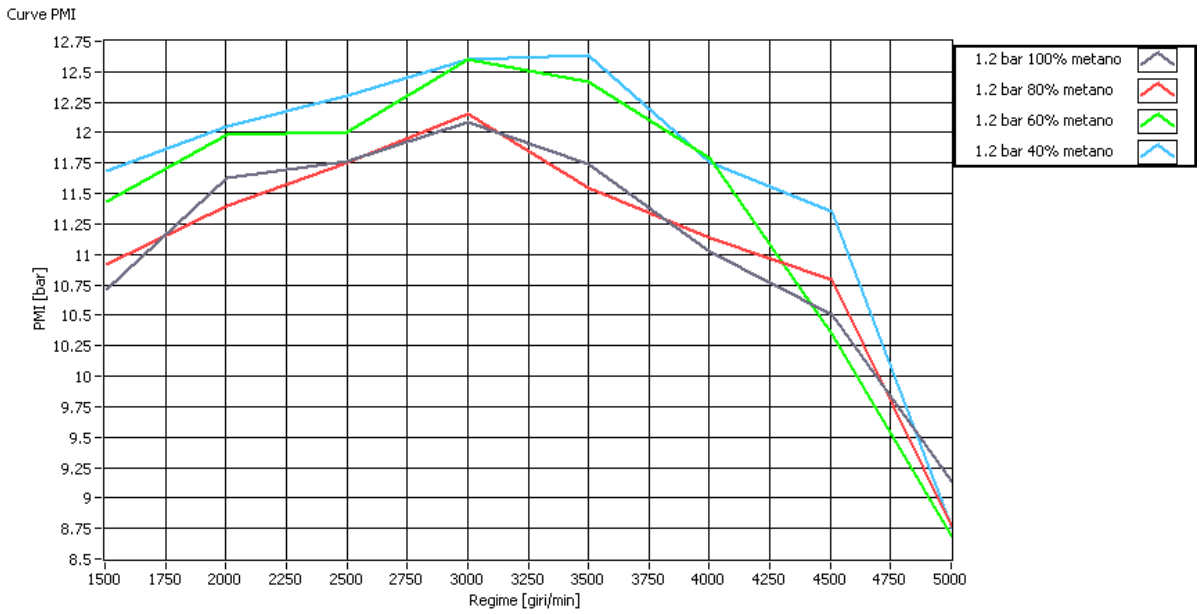


**Figura 5.5.1 Andamento della pmi per MAP 1.2 bar al variare della percentuale di miscela double-fuel**

In termini di prestazione è possibile escludere la modalità 80-20 in quanto la coppia e la potenza indicata risultano essere anche più basse di quella del 100% metano (fig. 5.5.2 e fig. 5.5.3). Fenomeno legato sempre a scadenti fasature di combustione.

Seguendo una logica prestazionale si potrebbe utilizzare una miscela double-fuel esclusivamente 40-60. Tra i grafici viene visualizzata anche la coppia, che però non tiene in conto l'onere del compressore, che nel caso reale dovrebbe essere trascinato dal motore.

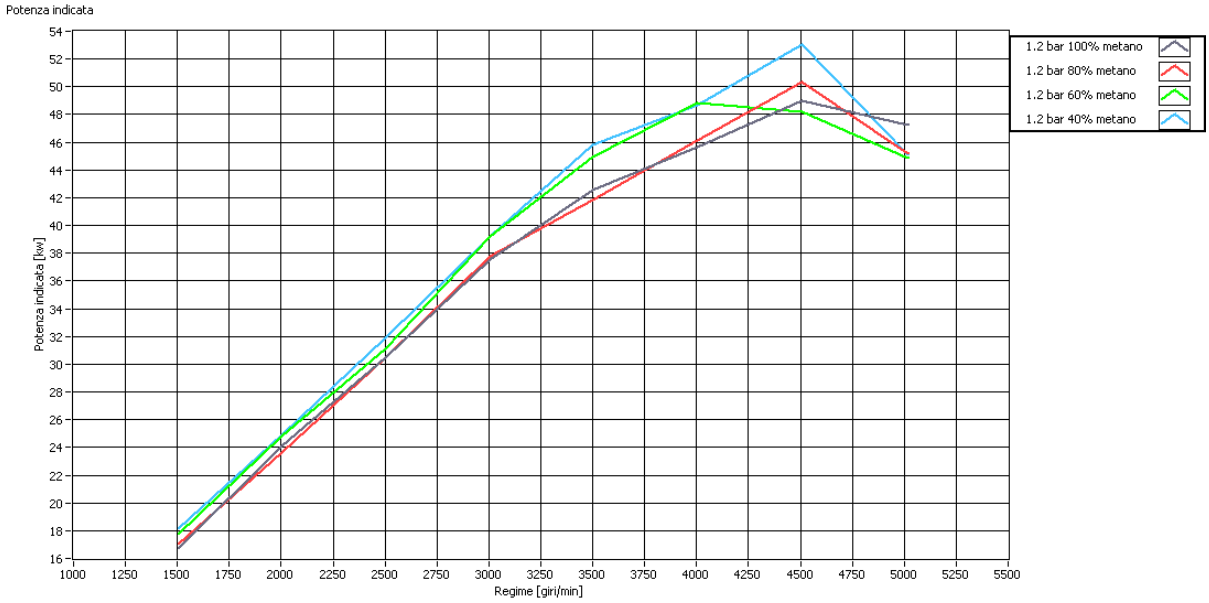


**Figura 5.5.2 Curve di Potenza indicata per MAP 1.2 bar al variare della miscela double-fuel**

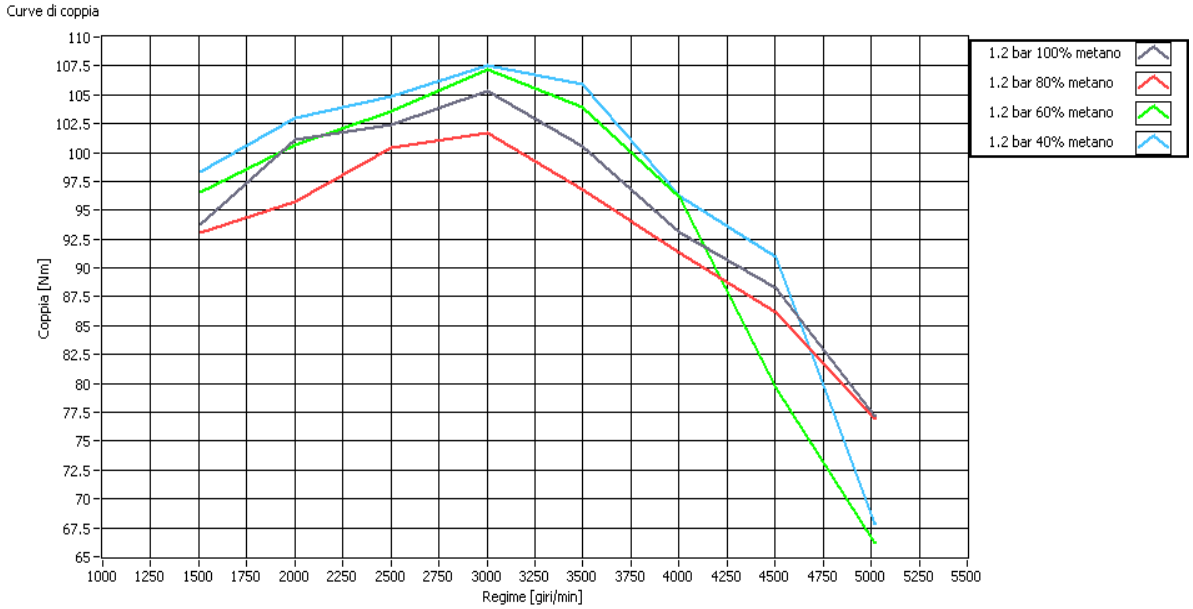


**Figura 5.5.3 Curve di Coppia (lorda) per MAP 1.2 bar al variare della miscela double-fuel**

La durata complessiva della combustione diminuisce con il regime, ma non è influenzate dalla MAP in modo evidente. Dopo i 4000 giri/min la durata della combustione delle miscele double fuel eguaglia quella del benzina.

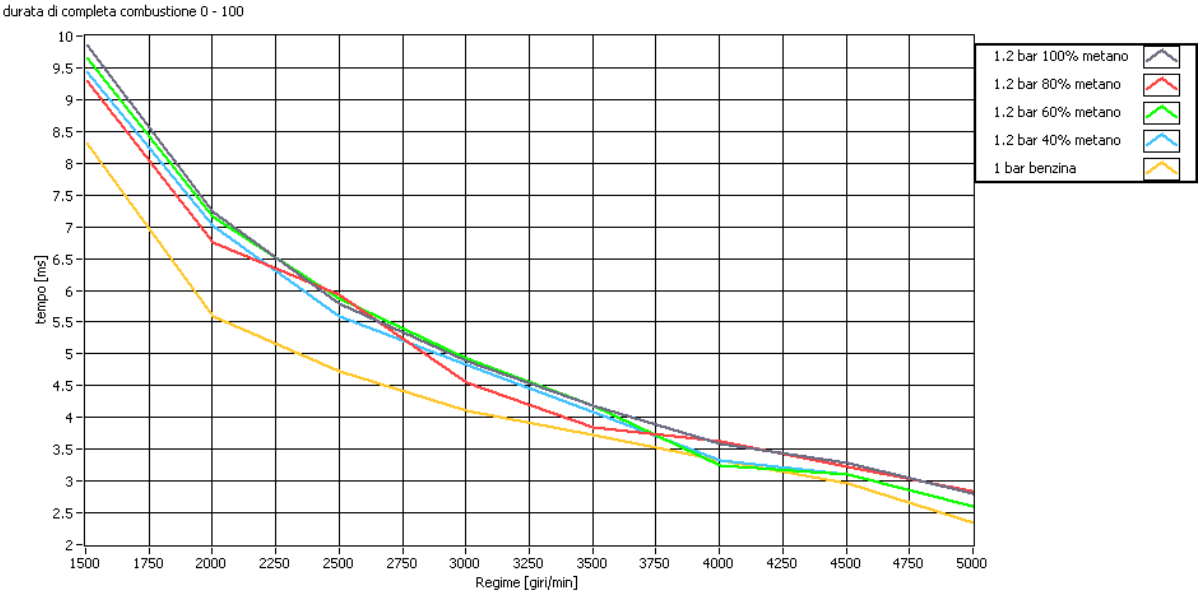


**Figura 5.5.4 Confronto durata complessiva combustione 0-100 MFB per MAP 1.2 bar al variare della miscela double-fuel**

Nella figura successiva è mostrato l'andamento del rendimento indicato, in cui è possibile notare che, anche in questo caso, l'utilizzo di elevate percentuale fornisce un piccolo miglioramento rispetto al caso 100% metano (fig. 5.5.5).

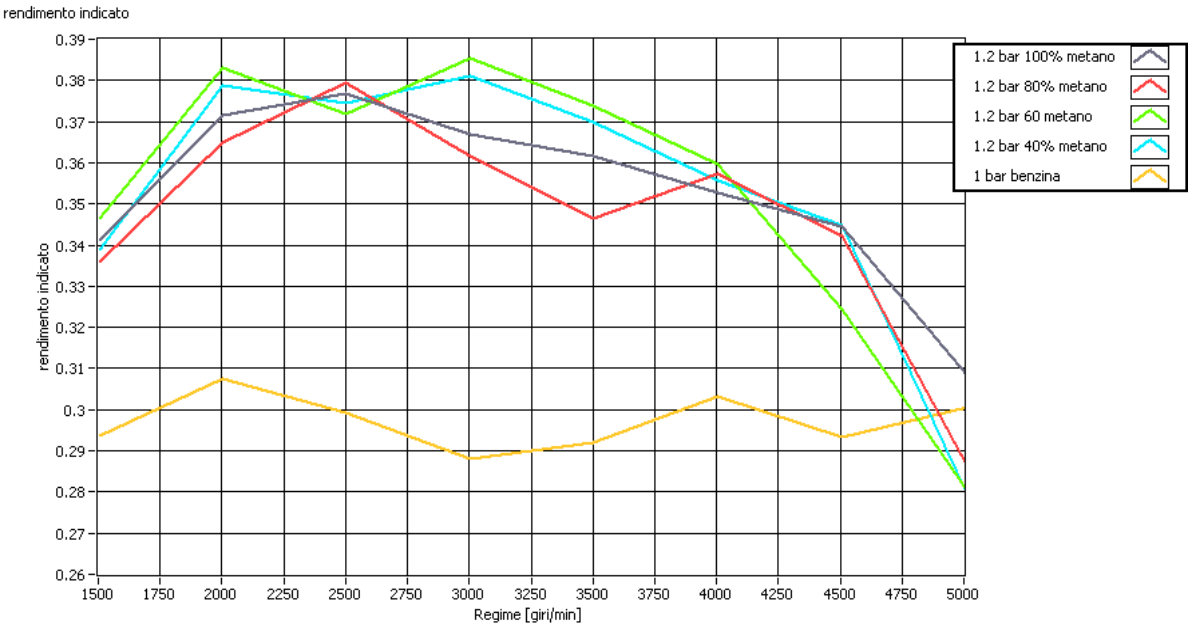


**Figura 5.5.5 Andamento del rendimento indicato per MAP 1.2 bar al variare della miscela double-fuel**

## 5.6 Analisi 1.4 bar

All'aumentare della MAP è possibile osservare un incremento in termini di valore assoluto della pmi rispetto ai casi precedenti, però anche una riduzione del gap tra le curve alle diverse percentuali. Questo indica che l'incremento di MAP, rispetto ai casi precedentemente visti, comincia a far sentire i suoi effetti più di quanto non riesce a fare l'arricchimento di benzina. La curva di pmi rappresentativa la miscela 40-60, oltre i 3000 giri/min risulta essere tutta più altra rispetto alle altre curve, mentre a basso regime questo non si verifica (fig. 5.6.1).

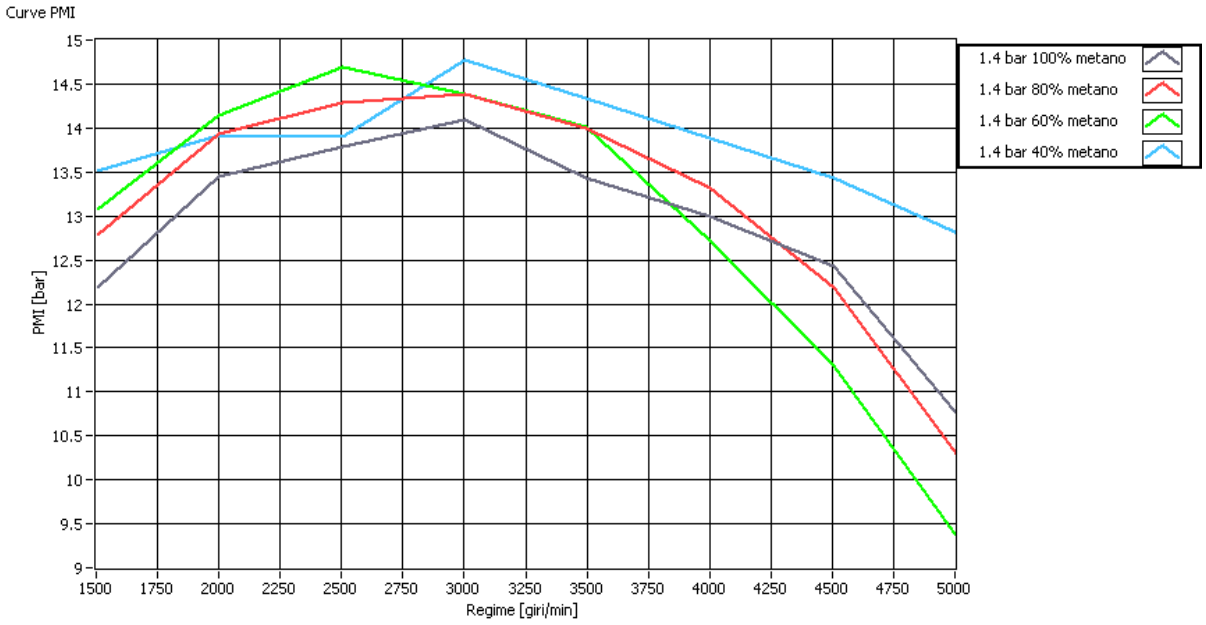


**Figura 5.6.1 Andamento della pmi per MAP 1.4 bar al variare della percentuale di miscela double-fuel**

All'aumentare del regime infatti, con il 40% di metano, l'effetto della turbolenza consente di migliorare la combustione ed ottenere una pmi più alta fino a 5000 giri/min.

Dal punto di vista delle prestazioni, le differenze sulla coppia lorda si sono livellate rispetto ai casi precedenti, tranne per la miscela 60-40 in cui bassi anticipi, condizionati da una temperatura più alta, hanno penalizzato la prestazione.

Tutto sommato è pensabile affermare, attraverso le curve di coppia e potenza indicata (fig.5.6.2 e fig. 5.6.3), che in una logica prestazionale è possibile utilizzare la miscela 60-40 fino a 3000 giri/min per poi passare a 40-60.

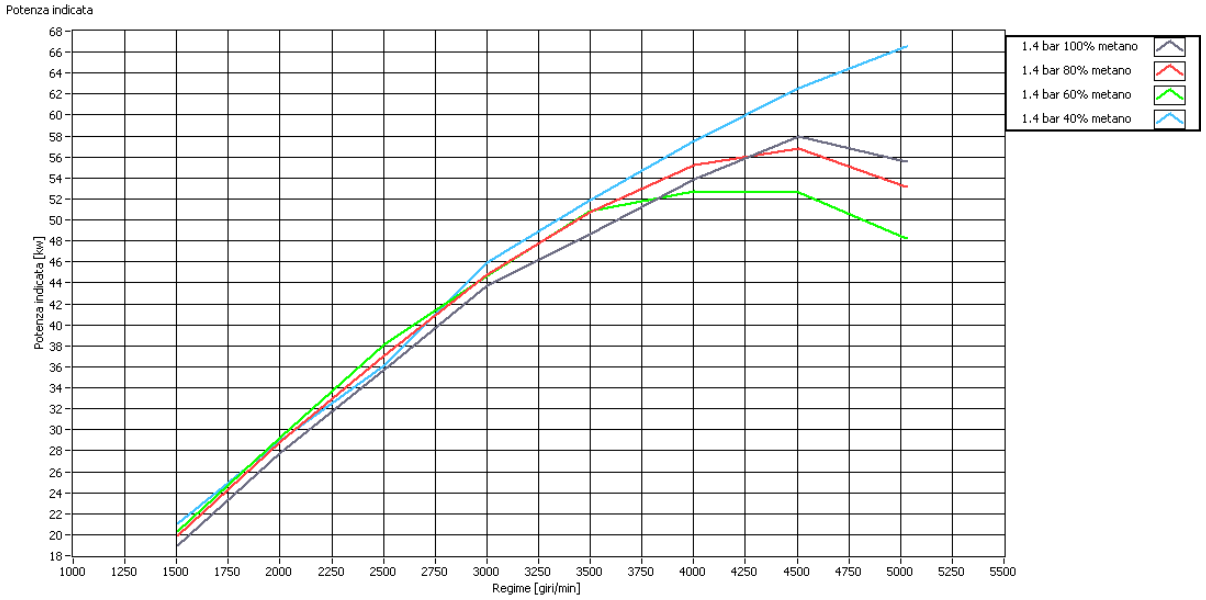


**Figura 5.6.2 Curve di Potenza indicata per MAP 1.4 bar al variare della miscela double-fuel**

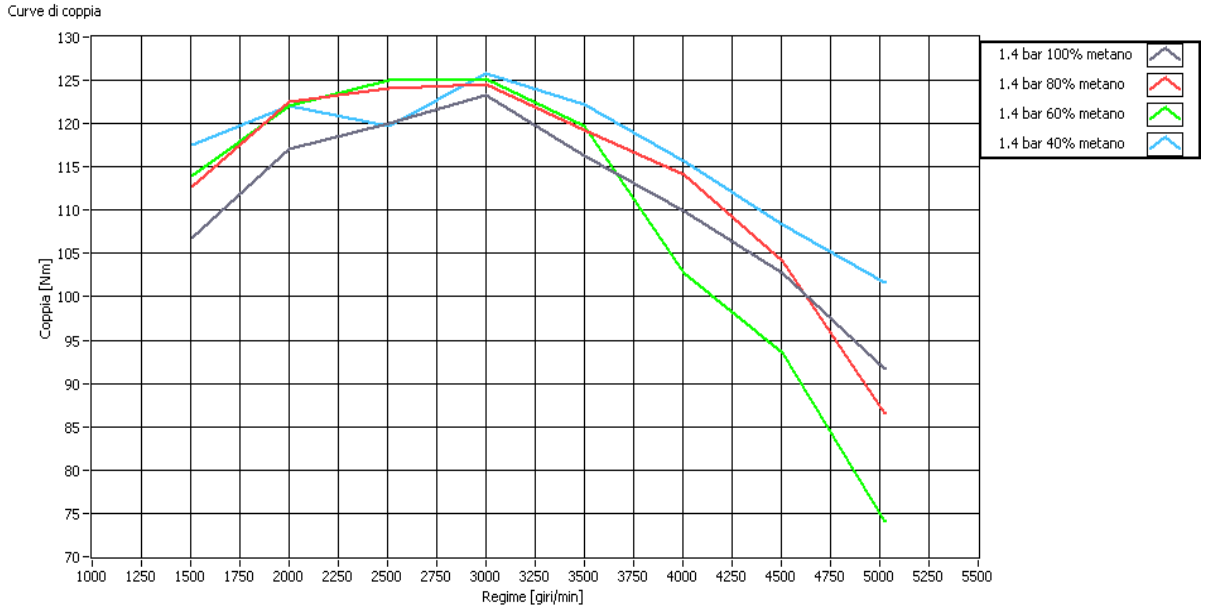


**Figura 5.6.3 Curve di Coppia (lorda) per MAP 1.4 bar al variare della miscela double-fuel**

È possibile mostrare le curve della durata complessiva di combustione (fig.5.6.4), in cui si nota che l'effetto dell'aumento della percentuale di benzina, in questo caso fornisce una velocizzazione della combustione già dai 2500 giri/min..

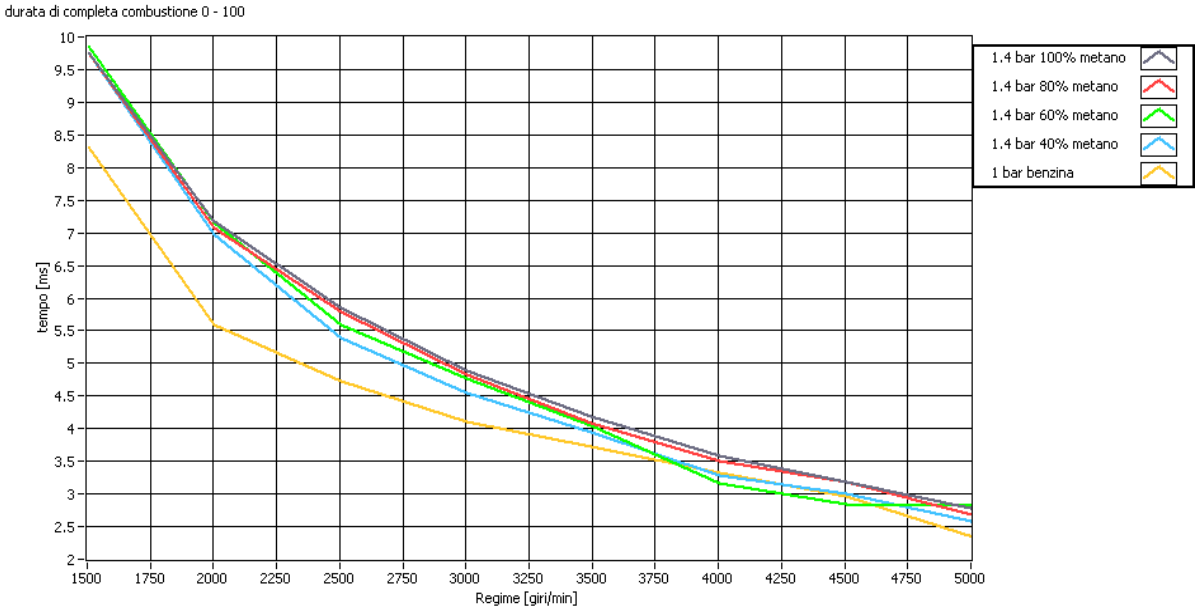


**Figura 5.6.4 Confronto durata complessiva combustione 0-100 MFB per MAP 1.4 bar al variare della miscela double-fuel**

Per miscele come il 60-40 e 40-60 si riesce ad avere ad alto regime una velocità di combustione superiore o pari a quella del benzina. In generale le curve delle varie miscele a basso regime sono molto vicine, però sono abbastanza distaccate dalla curva benzina.

Quindi a basso regime, sovralimentando, anche l'utilizzo di piccole percentuali, non ha consentito una velocizzazione della combustione. L'aumento della MAP ha portato sicuramente un beneficio in termini di prestazioni, mentre l'incremento della percentuale ha manifestato i suoi effetti solo in alcune condizioni.

Con LPP alti e con combustioni più lente, il rendimento indicato a basso regime, complessivamente si attesta pari a quello del metano 100% (fig. 5.6.5). La miscela 40-60 è quella che pur consentendo le migliori prestazioni fornisce un rendimento costante attorno a 0.35, più basso delle altre miscele a basso regime, ma più alto dopo i 3500 giri/min.

È possibile dire quindi che la migliore condizione operativa è quella ad 1.4 bar con 40% metano e 60% benzina perché permette di avere un discreto rendimento, circa costante e pari a 0.35. Probabilmente oltre i 3500 giri/min l'elevata turbolenza, l'elevata percentuale di benzina che raffredda la camera ed LPP un po' più bassi garantisce la non decadenza del rendimento.

È possibile notare che per le combinazioni 80-20 e 60-40 a 5000 giri/min, oltre a calare le prestazioni, come visto precedentemente rispetto al caso 40-60, il rendimento si abbassa

fino a valori inferiori a quelli del benzina. In tali condizioni infatti, a causa dell'elevata temperatura del motore, è stato necessario utilizzare anticipi molto scadenti per non incorrere in fenomeni di detonazione.

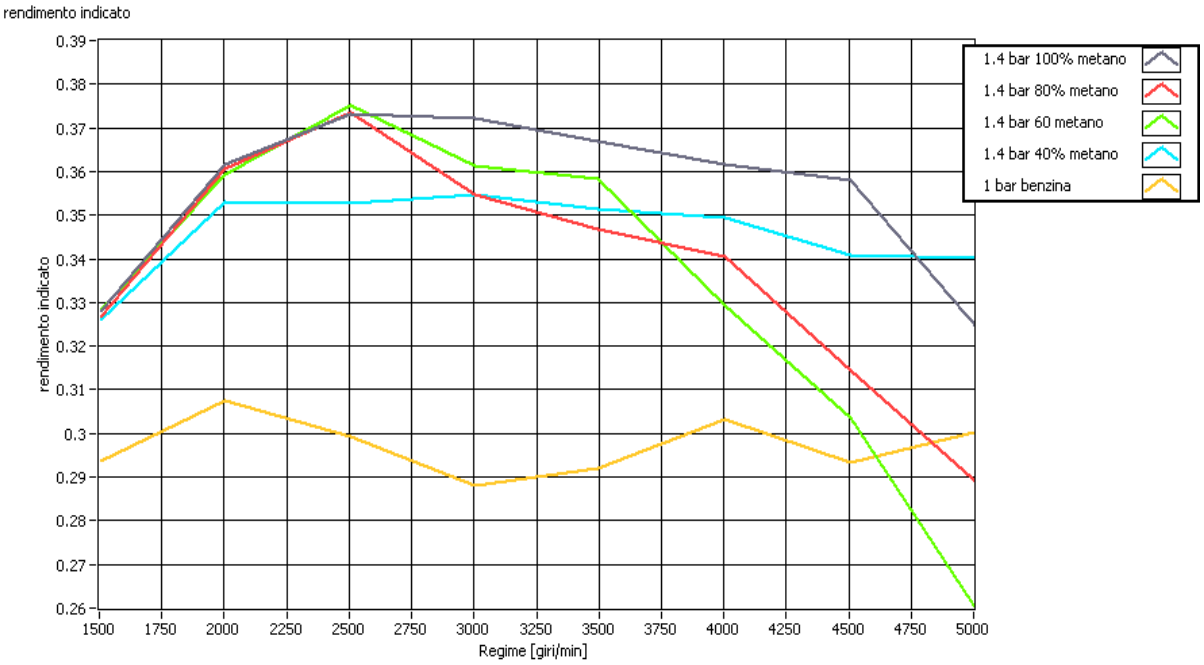


**Figura 5.6.5 Andamento del rendimento indicato per MAP 1.4 bar al variare della miscela double-fuel**

Viene mostrato anche l'andamento dell'LPP in cui si riscontra un peggioramento con l'aumento della percentuale di benzina contenuta nella miscela (fig. 5.6.6).

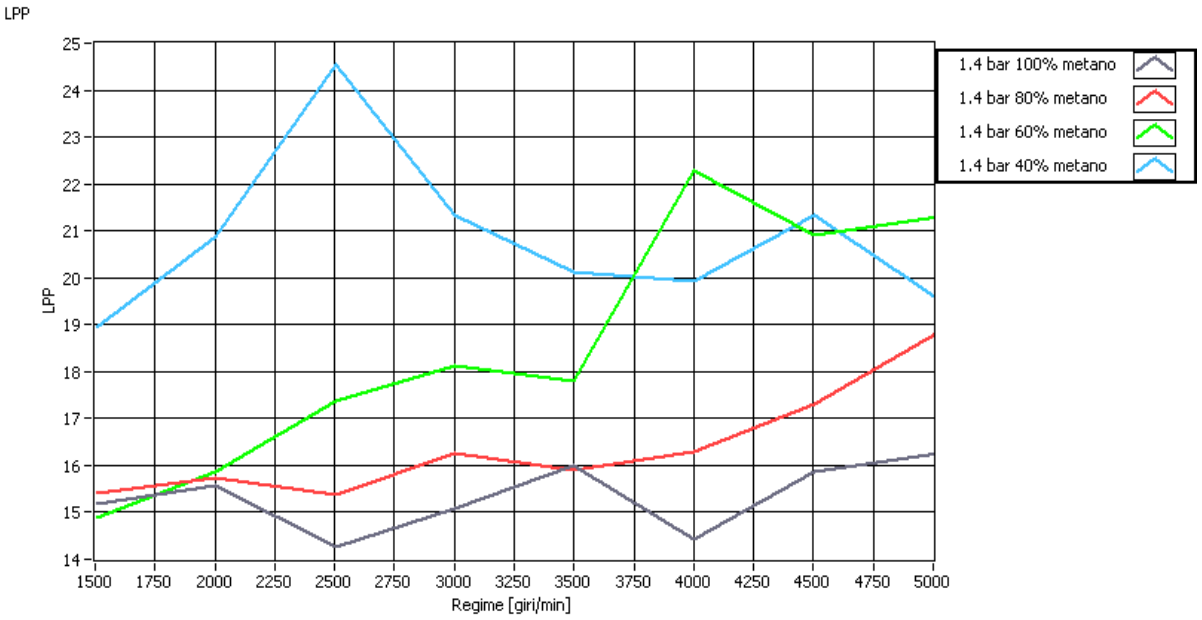


**Figura 5.6.6 Andamento dell'LPP per MAP 1.4 bar al variare della miscela double-fuel**

## 5.7 Analisi 1.6 bar

Analoghe considerazioni possono essere fatte per lo studio a MAP 1.6 bar, dove le curve di pmi delle varie miscele risultano essere molto vicine tra loro e più alte del 100% metano (fig. 5.7.1).

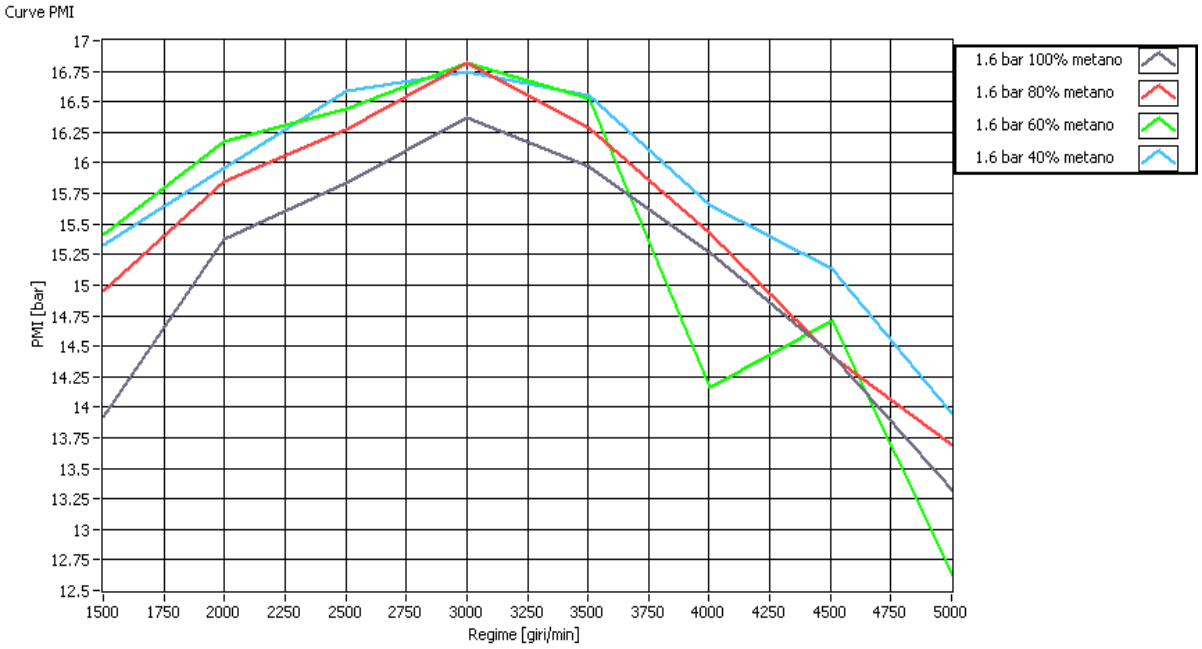


**Figura 5.7.1 Andamento della pmi per MAP 1.6 bar al variare della percentuale di miscela double-fuel**

Nel grafico si nota l'abbassamento di pmi a 4000giri/min, legato ad un aumento dell'LPP, causato dall'elevata temperatura del motore. Questo fenomeno, si ripercuote anche nella coppia e nella potenza indicata (fig. 5.7.2 e fig. 5.7.3).

Per quanto concerne le prestazioni, la percentuale non ha più tanta influenza nella scelta dell'ottenimento della migliore prestazione. Guardando i grafici di coppia e potenza, anche in questo caso si potrebbe pensare, come nel caso precedente, di utilizzare la miscela 60-40 fino a 3000giri/min per poi passare a 40-60. Da questo risultato si potrebbe pensare che la soluzione 50-50 (non analizzata) sia quella di ottimo compromesso.

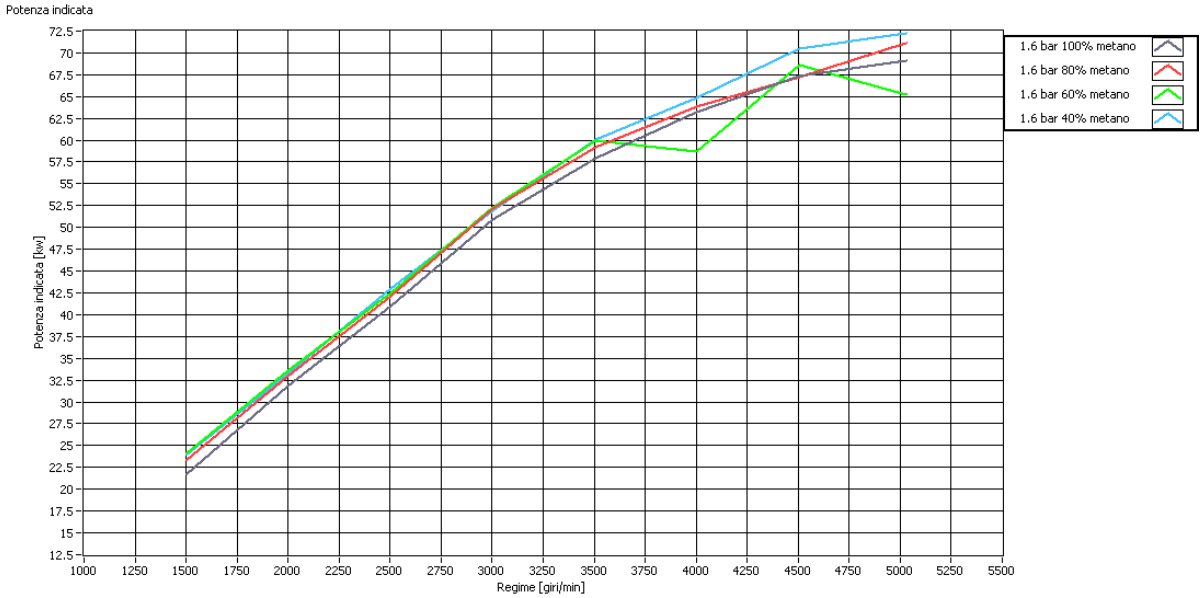


**Figura 5.7.2 Curve di Potenza indicata per MAP 1.6 bar al variare della miscela double-fuel**

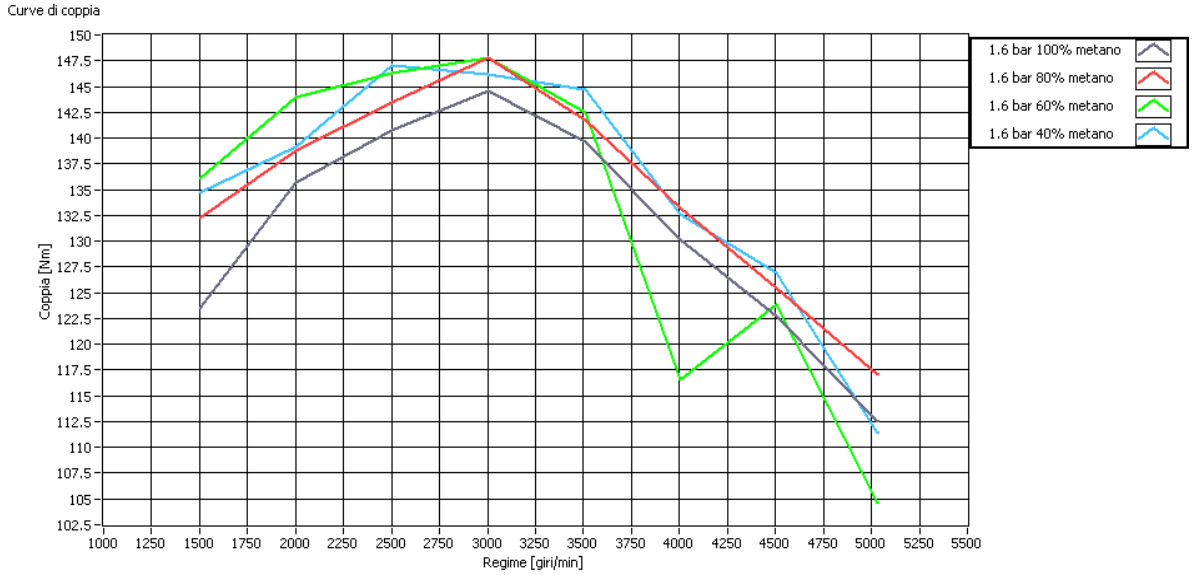


**Figura 5.7.3 Curve di Coppia (lorda) per MAP 1.6 bar al variare della miscela double-fuel**

Per quanto riguarda la durata complessiva della combustione, si può osservare che con la miscela 40-60 si è evidenziata una marcata riduzione di durata della combustione rispetto alle altre combinazioni. La curva in giallo (benzina) permane la più veloce a basso regime di rotazione, ossia fino a 3500 giri/min; al di là di tale regime quale le differenze tra le curve tendono ad annullarsi.

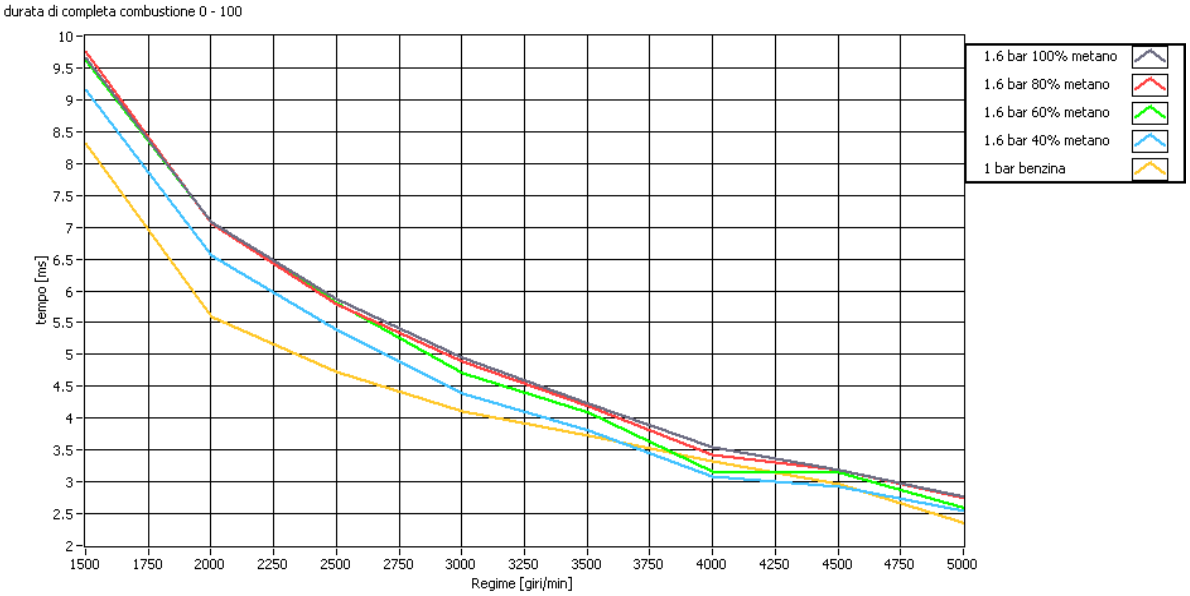


**Figura 5.7.4 Confronto durata complessiva combustione 0-100 MFB per MAP 1.6 bar al variare della miscela double-fuel**

Con MAP 1.6 bar, la maggiore percentuale di benzina ha un influenza negativa sul rendimento. Per tutte le combinazioni il rendimento è tutto più basso rispetto al 100% metano. Se si volesse scegliere una strategia di funzionamento di ottimo rendimento, a questo punto sarebbe opportuno utilizzare il solo metano.

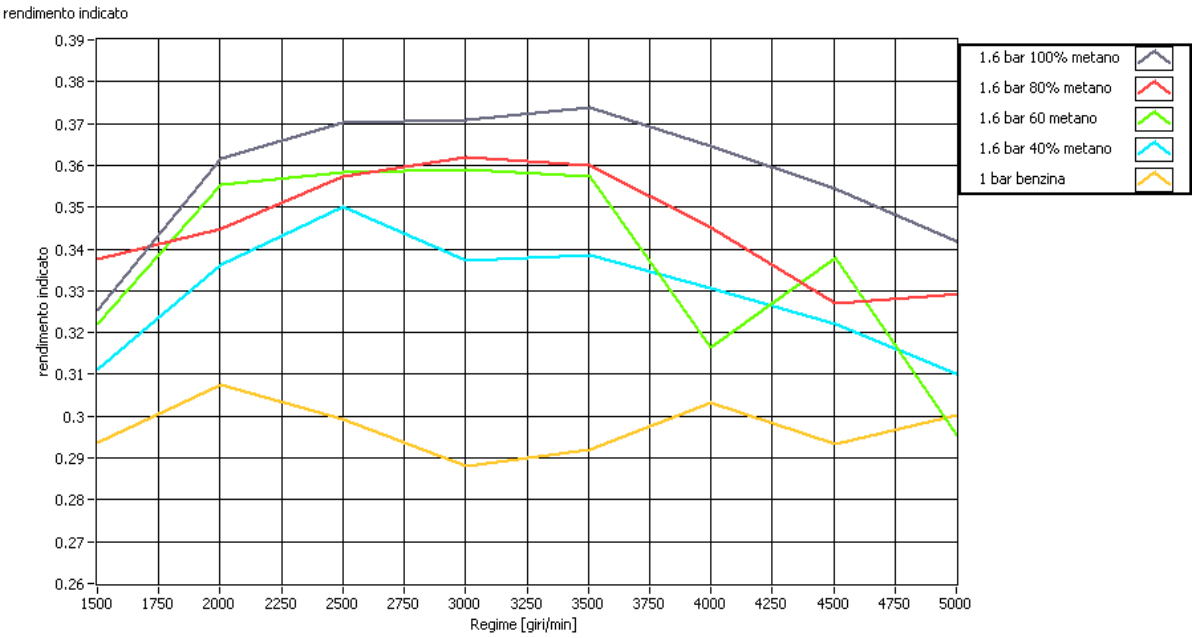


**Figura 5.7.5 Andamento del rendimento indicato per MAP 1.4 bar al variare della miscela double-fuel**

## 5.8 Emissioni inquinanti

Durante l'analisi di funzionamento del motore, sono stati rilevati i gas di scarico prodotti dalla combustione delle miscele double-fuel utilizzate.

La conoscenza delle emissioni inquinanti ha una importanza rilevante dal punto di vista dell'impatto ambientale.

Al crescere della pressione di sovralimentazione, si è riscontrato allo scarico un incremento di HC e O2. Vengono riportati gli l'andamento al variare della MAP per le analisi in cui si utilizza una miscela 80-20, ma analoghe considerazioni possono essere effettuate per le altre percentuali utilizzate (fig. 5.8.1 e fig.582).

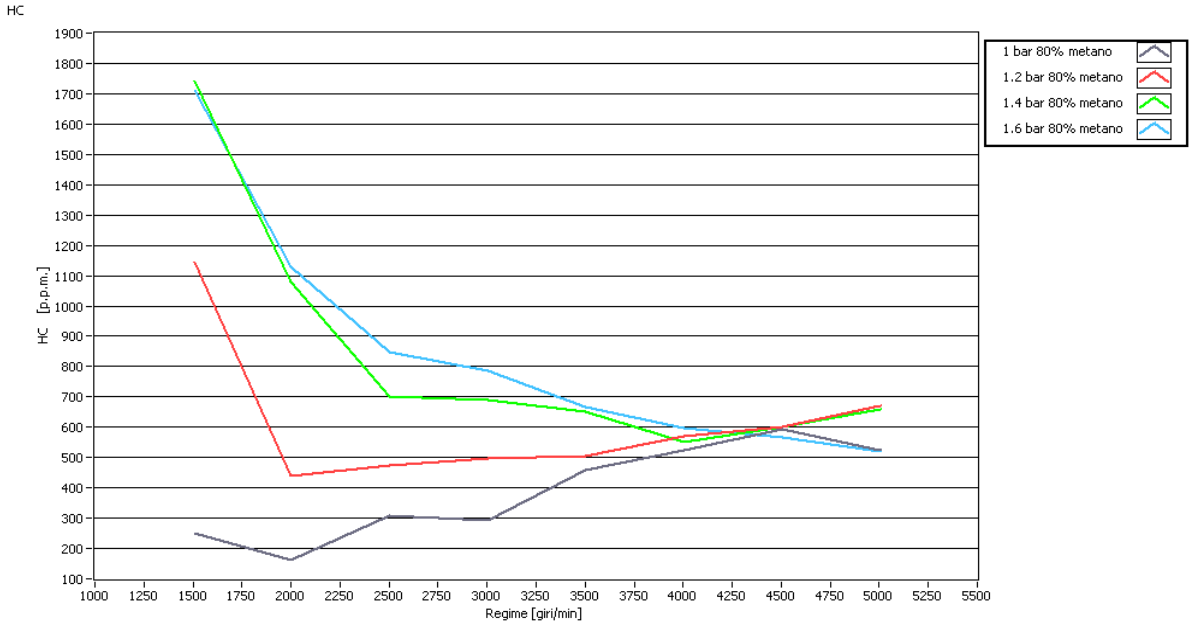


**Figura 5.8.1 Andamento idrocarburi incombusti per miscela double fuel 80% metano - 20% benzina, con λ=1 ±0.03**

Dai grafici è possibile osservare come gli HC e l'O2 presentano lo stesso andamento, ovvero tendono ad aumentare con la MAP.

Gli HC arrivano fino a valori di 1700 p.p.m, mentre il tenore di ossigeno presente allo scarico supera il 3% in volume.

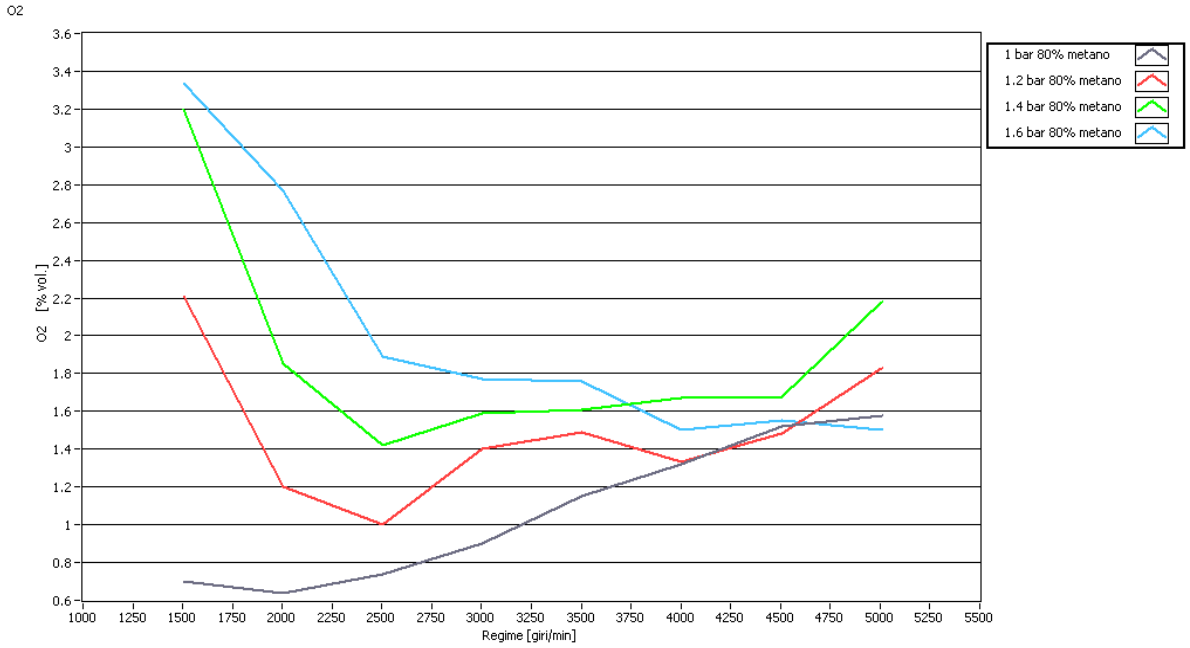


**Figura 5.8.2 Andamento dell'ossigeno per miscela double fuel 80% metano - 20% benzina, con λ=1 ±0.03**

A basso regime, probabilmente un corto circuito, tra collettore di aspirazione e collettore di scarico durante l'incrocio delle fasi, una porzione di miscela passa allo scarico senza bruciare. Effetto tanto più evidente quanto più alta è la MAP.

Per quanto riguarda il CO, risulta essere da dosatura stechiometrica, è crescente con il regime e diminuisce con l'aumentare della MAP (fig. 5.8.3), questo porta ad escludere l'ipotesi di combustioni incomplete.

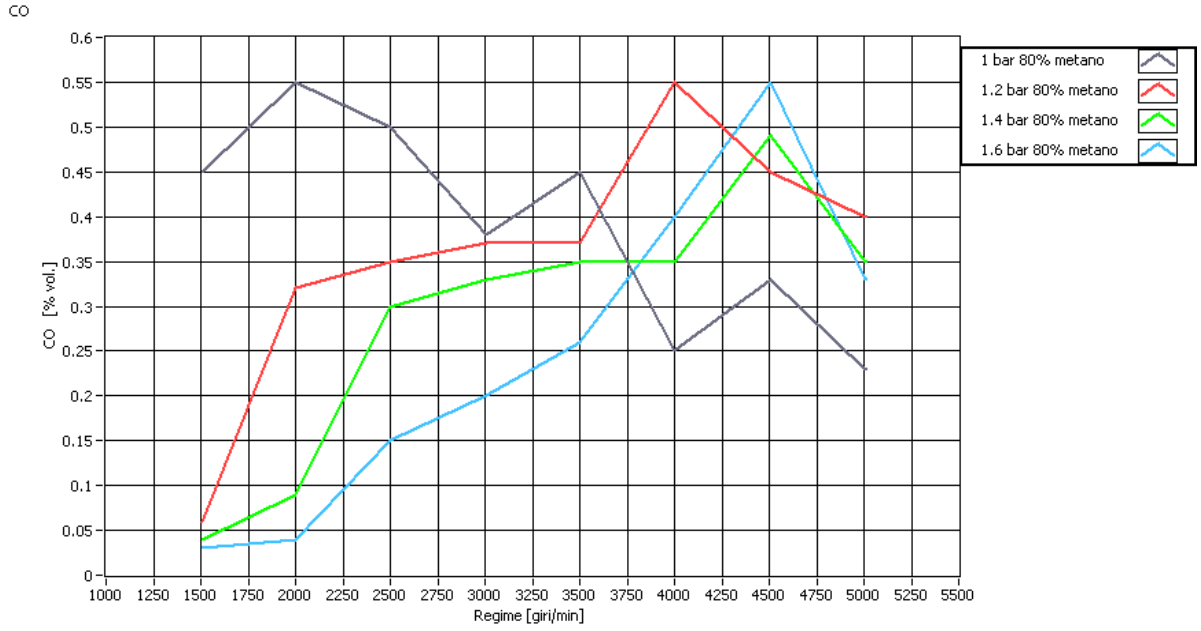


**Figura 5.8.3 Andamento del monossido di carbonio per miscela double fuel 80% metano - 20% benzina, con λ=1 ±0.03**

Anche la percentuale di CO2 a basso regime tende ad avere valori più bassi di quelli stechiometrici (fig. 5.8.4).

Questo abbassamento è legato al fatto che, l'analizzatore, effettuando un calcolo in percentuale in volume sul totale dei prodotti presenti, avendo ricavato una maggiore quantità di O2 , ne ricava una minore concentrazione di CO2.

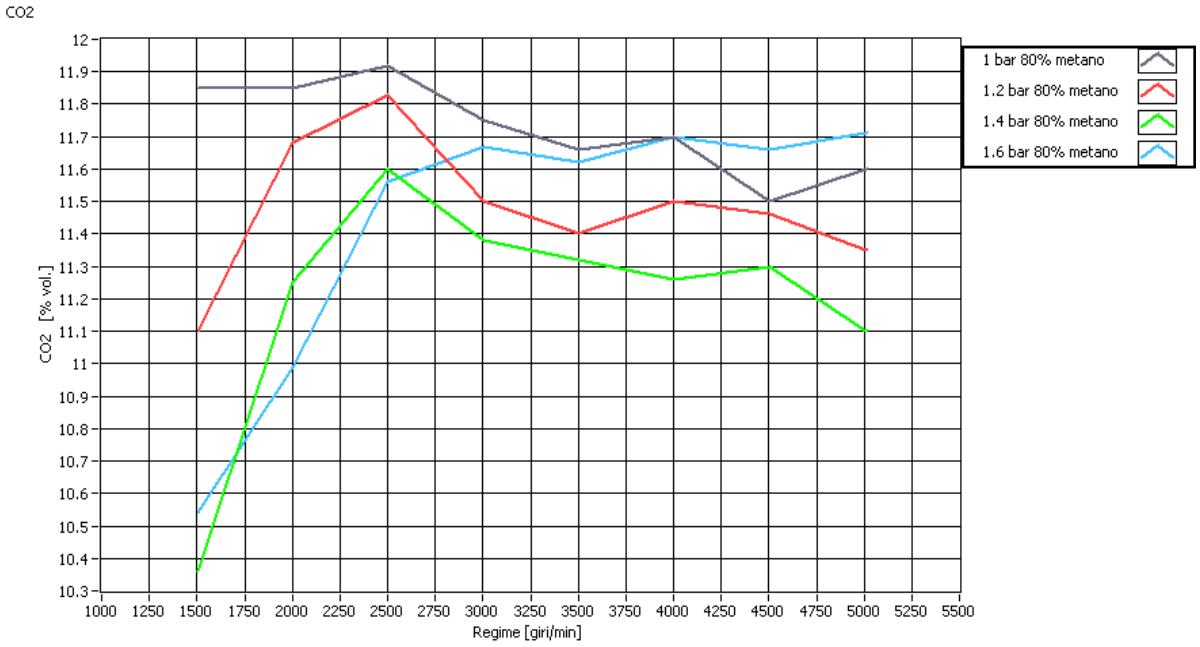


**Figura 5.8.4 Andamento del biossido di carbonio per miscela double fuel 80% metano - 20% benzina, con λ=1 ±0.03**

All'aumentare del regime, fino a 3000 giri/min i valori di HC e O2 si abbassano fino a raggiungere quelli della prova ad 1 bar, mentre il CO e CO2 tornano a valori prossimi allo stechiometrico.

Questo porta a pensare che il probabile fenomeno di "corto circuito" tra aspirazione e scarico, si crea tra i 1500 giri/min e i 2500 gir/min e l'effetto risulta essere tanto più evidente quanto più è alta la differenza tra la pressione all'aspirazione e quella allo scarico, ovvero a MAP elevate.

A basse pressioni come 1 bar, questo fenomeno non è di entità tale da potersi manifestare e le emissioni risultano essere più basse.

Dopo i 3000 giri/min, il CO continua ad aumentare con il regime di rotazione e gli HC tendono a diminuire. È possibile notare inoltre che anche la CO2 tende a diminuire, segno di una non completa ossidazione del combustibile.

All'aumentare della percentuale della benzina contenuta nella miscela, per data pressione di sovralimentazione, la quantità di CO prodotta tende ad incrementarsi con il regime, ad esclusione di MAP 1 bar.

Per avere una visione immediata del fenomeno è possibile notare dai grafici successivi cosa accade al variare della percentuale, fissata la MAP ad 1.6 bar.

E' possibile osservare che il CO tende ad aumentare con il regime. Questo fenomeno si manifesta in modo molto evidente con la percentuale del 60% di benzina, prove in cui sono stati utilizzati anticipi d'accensione molto scadenti per via della tendenza a detonare (fig. 5.8.5). Ciò ha ritardato la combustione che, stentando a completarsi, ha dato luogo all'incremento di CO. In generale si è notato che comunque l'effetto della MAP sulle emissioni è maggiore rispetto a quello dell'aumento della percentuale della benzina (fig. 5.8.6 e fig. 5.8.7).

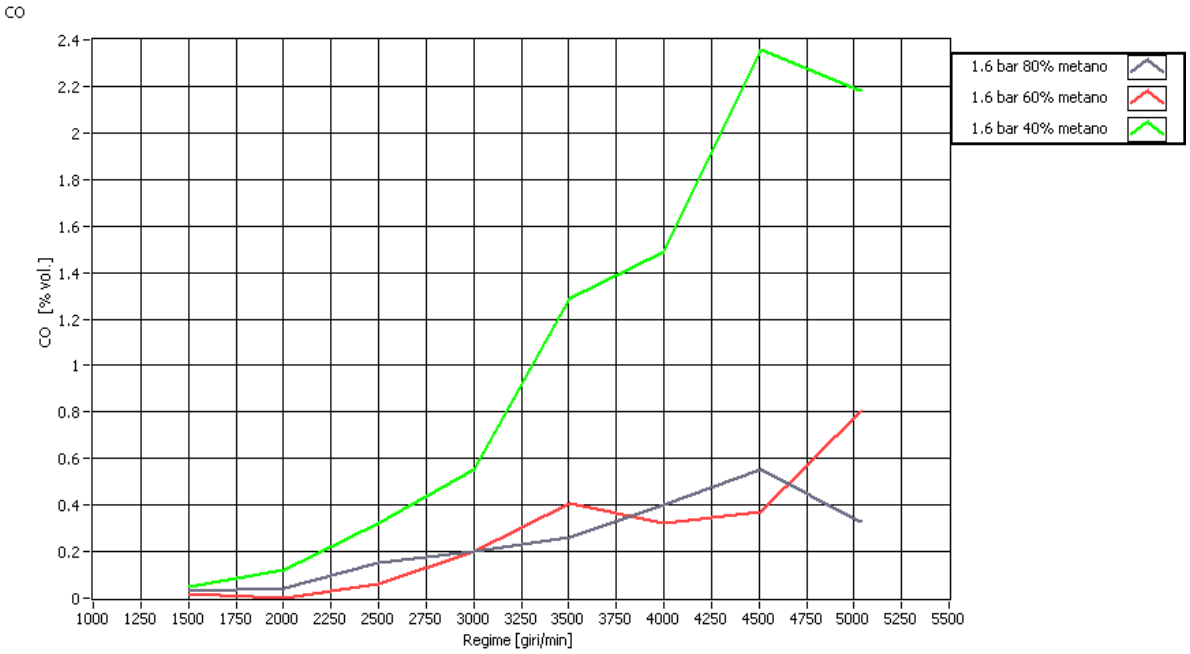


**Figura 5.8.5 Andamento del monossido di carbonio per MAP 1.6 bar al variare della miscela double fuel, con λ=1 ±0.03**

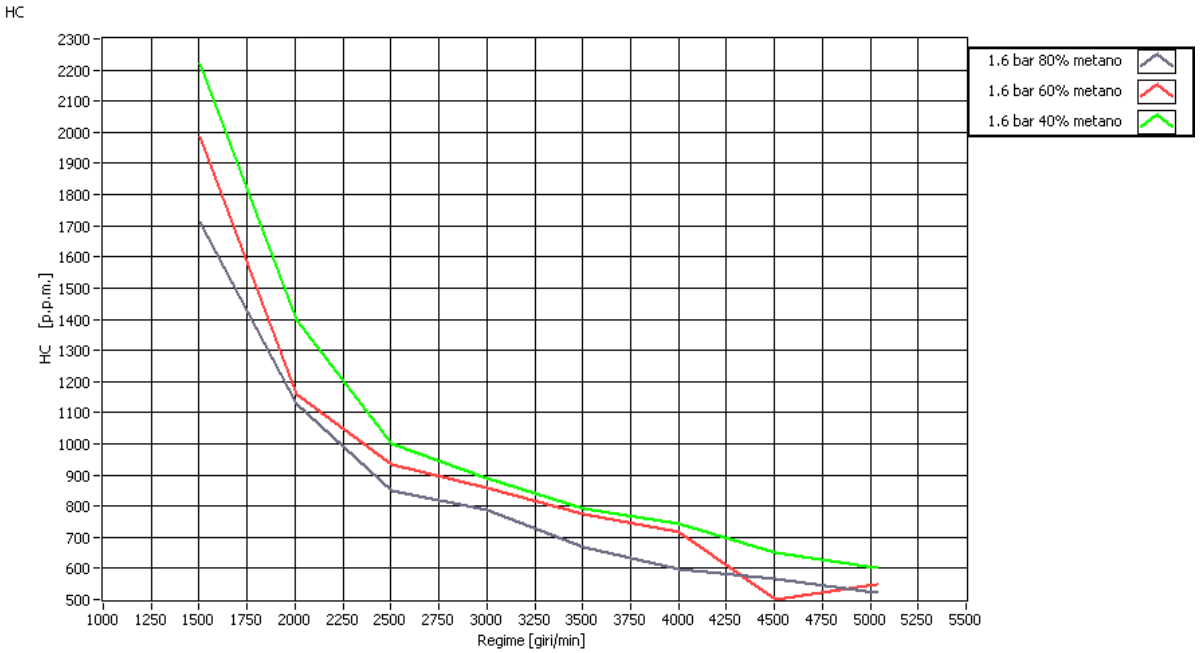


**Figura 5.8.6 Andamento degli idrocarburi incombusti per MAP 1.6 bar al variare della miscela double fuel, con λ=1 ±0.03**

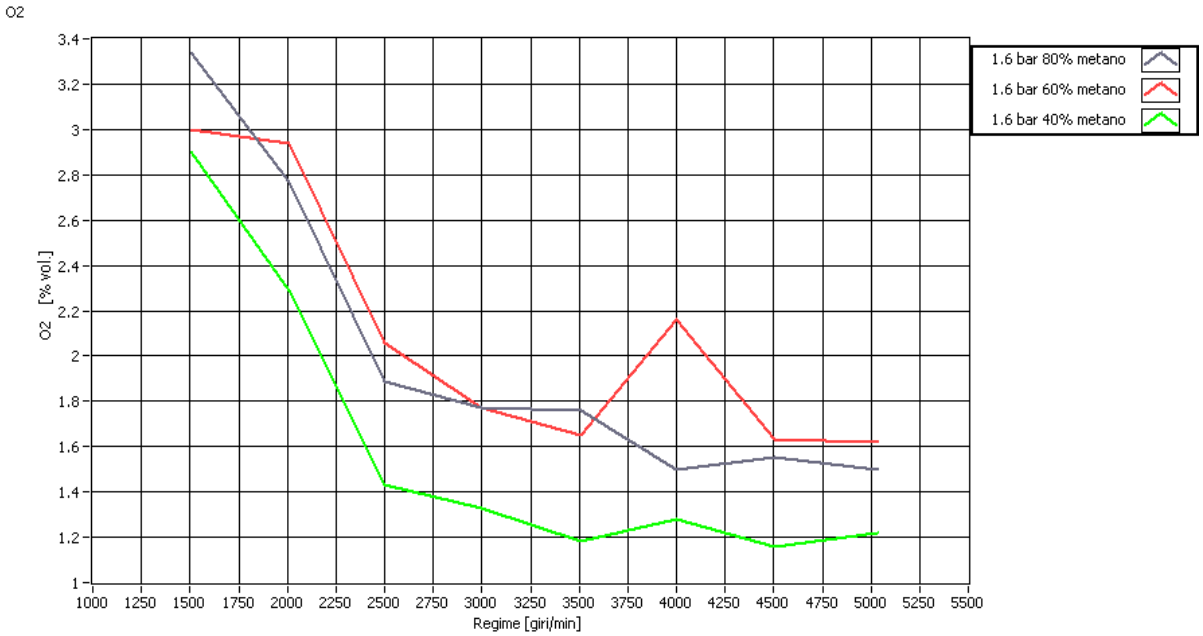


**Figura 5.8.7 Andamento l'ossigeno per MAP 1.6 bar al variare della miscela double fuel, con λ=1 ±0.03**

Ovviamente, formandosi più CO, che è un prodotto della fase intermedia dell'ossidazione, si otterrà meno $CO_2$ (fig. 5.8.8).

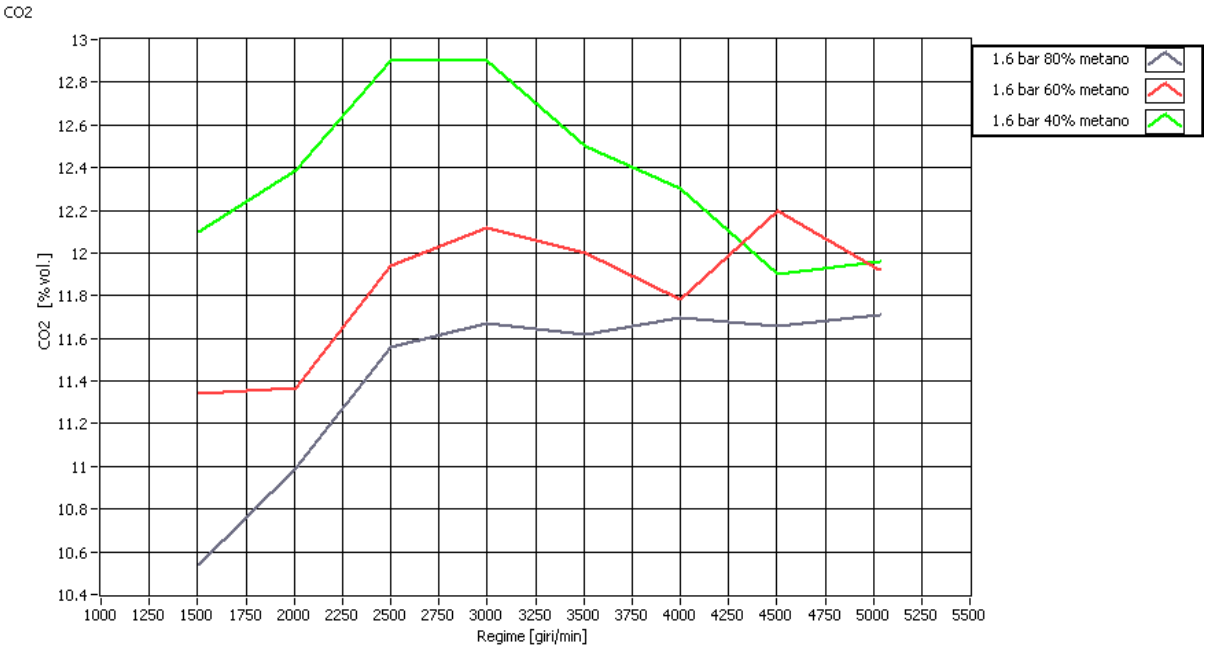


**Figura 5.8.8 Andamento biossido di carbonio per MAP 1.6 bar al variare della miscela double fuel, con λ=1 ±0.03**

Per quanto riguarda gli NOx, non sempre si è riusciti ad effettuare una misurazione affidabile, poiché il sensore non è più in grado di misurare oltre le 4100 p.p.m. (fig. 5.8.9).

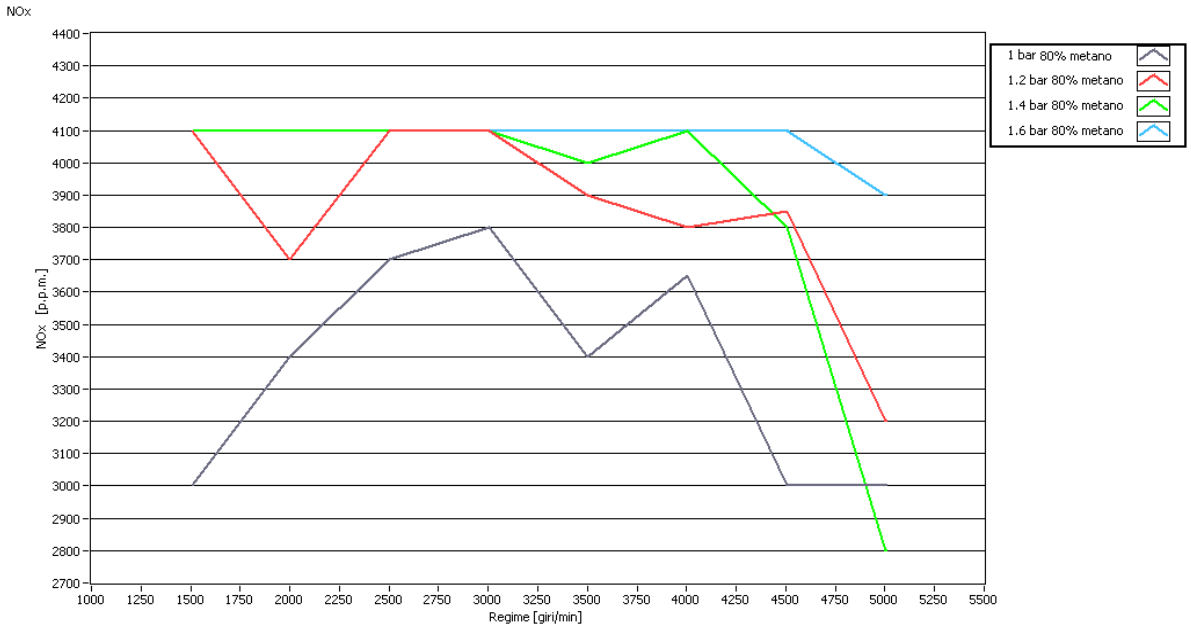


**Figura 5.8.9 Andamento degli ossidi d'azoto per miscela double fuel 80% metano - 20% benzina, con λ=1 ±0.03**

Gli NOx sono molto influenzati dalla temperatura e quindi dall'anticipo di accensione.

È possibile notare come gli NOx si abbassano sia con l'aumentare del regime.

Con maggiori quantità di  metano si utilizzano anticipi più alti, quindi temperatura più e NO elevati(fig. 5.8.10).

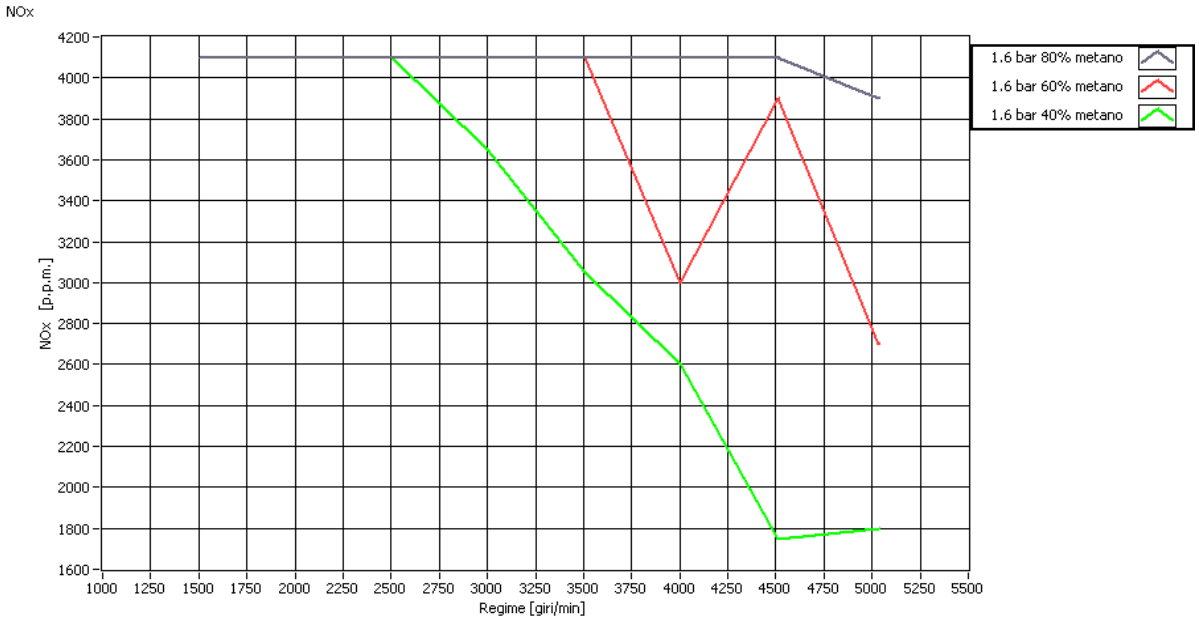


**Figura 5.8.10 Andamento degli ossidi d'azoto per MAP 1.6 bar al variare della miscela double fuel, con λ=1 ±0.03**

# 6. Conclusioni

Un motore alimentato con un sistema double-fuel (metano-benzina), consente lo sfruttamento dei vantaggi legati a ciascun combustibile.

Il metano presenta un elevato potere antidetonante, oltre ad essere un combustibile la cui combustione produce bassi inquinanti. La benzina invece permette di ottenere elevate prestazioni, legate ad una elevata velocità di combustione e un maggiore riempimento del motore. L'accoppiamento delle caratteristiche dei due combustibili, unitamente ai vantaggi ottenibili dalla sovralimentazione, permette miglioramenti sia delle prestazioni sia dei rendimenti.

Tra le strategie di funzionamento di un propulsore, sarebbe possibile richiedere la massima prestazione (ad esempio per ottenere una rapida accelerazione del veicolo), oppure il massimo rendimento (in condizioni di traffico urbano).

In questo modo sarebbe possibile adoperare una percentuale diversa di miscela double-fuel, accoppiata ad un determinato livello di sovralimentazione, in funzione della condizione operativa desiderata.

Con lo sfruttamento di miscele di questo tipo, non occorre alimentare il motore con miscela ricca a pieno carico, così come avviene per il motore alimentato a benzina, poiché il gas naturale consente sempre il funzionamento con miscela stechiometrica.

È possibile implementare in qualsiasi veicolo bi-fuel ad accensione comandata il sistema double-fuel attraverso una semplice mappatura della centralina e senza alcuna modifica impiantistica.

Naturalmente la tecnologia doule-fuel in accoppiamento alla sovralimentazione offre ulteriore vantaggi nei confronti del downsizing, ovvero nelle realizzazione di motori sempre più compatti con capacità di offrire la stessa potenza di motori di più grossa cilindrata.

Questo studio è stato rivolto all'analisi di alcuni parametri caratteristici di funzionamento del motore, tra cui: pmi, la velocità di combustione, il rendimento indicato, la potenza indicata ed emissioni inquinanti.

Nell'analisi di funzionamento si è riscontrato che, a parità di MAP, la presenza di una maggiore quantità di benzina nella miscela porta ad un incremento della pmi rispetto al caso in cui si utilizzi solo GNC. Aumento di pmi che si manifesta in modo più marcato alle basse MAP. Ad elevata MAP, al crescere della percentuale di benzina contenuta nella miscela, le curve di pmi tendono a compattarsi pur rimanendo più alte rispetto al GNC.

Si è valutato anche l'effetto della composizione della miscela utilizzata e della MAP sulla durata della combustione. È stato riscontrato che in generale, per data MAP, al di sopra dei 3500 giri/min, la velocità di combustione delle miscele double-fuel si avvicina ed eguaglia quella del benzina. Fenomeno che non accade a basso regime.

Per basse MAP, come ad esempio 1 bar, l'aumento della percentuale di benzina nella miscela, non da un effetto sulla velocità di combustione, tranne con percentuale 80-20, che ha permesso una leggera riduzione della durata a partire dei 2500 giri/min.

Ad elevate MAP, come per esempio a 1.6 bar, l'aumento della percentuale di benzina ha permesso un miglioramento progressivo della rapidità di combustione. Con miscela 40-60 si ottiene una velocità di combustione prossima a quella del benzina a baso regime e addirittura superiore a 4000 giri/min.

Per quanto riguarda il rendimento indicato, si è riscontrato che a basse MAP, come ad esempio 1 bar, la percentuale di benzina nella miscela double-fuel non ha praticamente influenza. Ad elevata MAP, come 1.6 bar, il rendimento si abbassa all'aumentare della quantità di benzina presente nella miscela.

Le emissioni inquinanti tendono ad aumentare con la pressione di sovralimentazione di più di quanto non facciano a causa dell'incremento di benzina presente nella miscela utilizzata. Questo aumento è legato sostanzialmente alla probabile presenza di una fuga di miscela carburata verso lo scarico a MAP superiori ad 1 bar.

Per perseguire una strategia di massimo rendimento, tramite centralina elettronica, si potrebbe pensare di utilizzare da 1500 giri/min a 3500 giri/min la miscela 40-60 a 1.2 bar, poi passare con la stessa miscela a 1 bar fino a 5000 giri/min. Ad elevate MAP infatti i rendimenti ottenuti con le miscele double-fuel risultano essere tutti più bassi rispetto a quello del GNC.

Per una strategia di funzionamento di massima prestazione invece, la soluzione ottimale sarebbe quella di utilizzare la massima pressione di sovralimentazione, quindi 1.6 bar e la miscela con la più alta percentuale di benzina, ovvero la 40-60.

Naturalmente anche in questo caso è necessario l'utilizzo si una centralina elettronica che riconosca, in funzione delle richieste del guidatore, quale strategia è più opportuno implementare.

# Bibliografia e Sitografia

[1] Libro bianco sul metano per autotrazione (studi di economia e comunicazione); Veronica Carletti, Vincenzo Conte Ermanno Molinari; Camera dei deputati 2009.

[2] http://it.wikipedia.org/wiki/Fiat_Multipla_(1998)

[3] Milleruote (Grande enciclopedia dell'automobile) vol.9 Editoriale Domus/quattro ruote – Milano (Istituto geografico De Agostini-Novara).

[4] La sovralimentazione volumetrica per motori ad accensione comandata ad alte prestazioni; G. Cantore, S. Fontanesi, E. Mattarelli, L. Montorsi; Dipartimento di Scienze dell'Ingegneria - Università di Modena e Reggio Emilia

[5] http://www.appuntidigitali.it/11794/motori-a-combustione-interna-la sovralimentazione-1a-parte

[6] Macchine - Alberto Beccari - Clut

[7] http://it.wikipedia.org/wiki/Sovralimentazione_tramite_compressore_volumetrico http://www.dipmec.univpm.it/disegno/didattica/progetti/Turbocompressore/Relazione.htm

[8] http://www.wroar.net/pages/sovralimentazione-motori-1.html

[9] www.omniauto.it; Autore: Salvatore Loiacono

[10] http://www.appuntidigitali.it/12361/motori-a-combustione-interna-la-sovralimentazione-3a-parte/

[11] Motori termici volumetrici; Alberto Beccari – Carmelo Caputo; Utet

[12] http://it.wikipeia.org/wiki/Metano

[13] Utilizzo di combustibili non fossili in motori a combustione interna C.I., G. Tombari, 2012

[14] Benefici ambientali del metano per autotrazione, Lorenzo Bertuccio Direttore scientifico euromobility, CNR

[15] http://www.macchine.unisa.it (Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Università di Salerno)

[16] http://www.ecm-co.com/product.asp?2400

[17] Guida corso base labview I

[18] Soffiatori a lobi roots; Centra Vacuum Technology a Finder Pompedivision; BLW

[19] Control Techniques, Unidrive SP Manuale Utente, 200

[20] http://www.unipa.it/alonge/sistemi%20di%20controllo_1.pdf.

[21] Cammalleri M., Pipitone E., Beccari S., Genchi G., "A mathematical model for the prediction of the injected mass diagram of a S.I. engine gas injector", Journal of Mechanical Science and Technology, Volume 27, Issue 11, November 2013, Pages 3253-3265, DOI: 10.1007/s12206-013-0848-6

[22] Pipitone E., Beccari S., "Calibration of a knock prediction model for the combustion of gasoline-natural gas mixtures", ASME Internal Combustion Engine Conference (ICEF 2009), Lucerna (Svizzera), 27-30 Settembre 2009, DOI: 10.1115/ICEF2009-14057

[23] Pipitone E., Beccari S., "Performances improvement of a S.I. CNG bi-fuel engine by means of double-fuel injection", SAE TECHNICAL PAPER 2009-24-0058, ISSN 0148-7191, 9th International Conference on Engines & Vehicles (ICE2009), Capri, 13-18 Settembre 2009, DOI: 10.4271/2009-24-0058

[24] Pipitone E., Beccari S., "Performances and Emissions Improvement of an S.I. Engine Fuelled by LPG/Gasoline Mixtures", SAE TECHNICAL PAPER 2010-01-0615, ISSN 0148-7191,

SAE 2010 World Congress, Detroit (Michigan, USA), 13-15 Aprile 2010, published on "SI Combustion and Direct Injection SI Engine Technology 2010", ISBN 978-0-7680-3415-8, DOI: 10.4271/2010-01-0615

[25] Pipitone E., Beccari A., "Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach", Applied Thermal Engineering, Volume 30, Issues 14-15, October 2010, Pages 1914-1926, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.04.012

[26] Pipitone E., "A comparison between combustion phase indicators for optimal spark timing", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, Vol. 130, Issue 5, Settembre 2008, DOI: 10.1115/1.2939012